

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Filip Jurkić

Zagreb, 2018. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Doc. dr. sc. Ivica Skozrit

Student:

Filip Jurkić

Zagreb, 2018. godina.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Ivići Skozritu na pruženoj stručnoj pomoći i savjetima tijekom izrade ovog rada.

Zahvaljujem svim prijateljima i kolegama, koji su uvijek bili uz mene i bez kojih bi tijekom studiranja bio puno teži.

Najveću zahvalu dugujem svojim roditeljima, braći i djevojci na razumijevanju, povjerenju i moralnoj podršci.

Filip Jurkić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Filip Jurkić** Mat. br.: 0035199533

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun čvrstoće CNG spremnika**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Strength Calculation of CNG Tank**

Opis zadatka:

Jedna od prvih asocijacija, kada govorimo o onečišćenju atmosfere, su cestovna vozila koja produktima izgaranja goriva tj. ispušnim plinovima zagađuju atmosferu. Zbog sve većeg broja vozila, a time i problema s koncentracijom štetnih plinova u atmosferi, automobilska industrija se dijelom okrenula prema vozilima koja kao pogonsko gorivo koriste prirodni stlačeni plin (eng. *Compressed Natural Gas-CNG*). Cestovna vozila, a to su najčešće automobili i autobusi, za spremanje CNGa kao pogonskog goriva koriste razne oblike CNG spremnika.

Za definirane podatke o konstrukciji, dimenzijama te opterećenju i rubnim uvjetima CNG spremnika potrebno je provjeriti da li konstrukcija zadovoljava uvjet čvrstoće tj. izvršiti kontrolni proračun spremnika. Proračun provesti analitički i numerički te usporediti dobivene rezultate. Numerički proračun provesti primjenom programskog paketa Abaqus® koji se temelji na metodi konačnih elemenata. U numeričkim analizama koristiti dostupne konačne elemente iz baze programskog paketa. Potrebno je izvršiti verifikaciju primijenjenih konačnih elemenata i procedura na jednostavnijim problemima te rezultate usporediti s dostupnim analitičkim rezultatima.

U radu treba navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

26. travnja 2018.

Datum predaje rada:

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.

3. rok: 21. rujna 2018.

Predviđeni datumi obrane:

2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.

3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

Škvorit Ivica

Doc. dr. sc. Ivica Skozrit

Predsjednik Povjerenstva:

Igor Balen

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK	VI
SUMMARY	VII
1. UVOD	1
1.1. Podjela CNG spremnika	2
1.2. Prednosti i nedostaci pogona na prirodni plin	4
2. O METODI KONAČNIH ELEMENATA	5
2.1. Četverokutni ljuskasti konačni elementi	5
3. Analitički proračun spremnika	7
3.1. Uvjeti kompatibilnosti spoja cilindra i sfere	7
3.2. Membransko stanje naprezanja	9
3.2.1. Membransko stanje naprezanja u cilindričnoj ljusci	10
3.2.2. Membransko stanje naprezanja u sfernoj ljusci	12
3.3. Raspodjela naprezanja i pomaka desnog spoja spremnika	13
3.3.1. Raspodjela naprezanja i pomaka duž izvodnice cilindrične i sferne ljuske	14
3.4. Ekvivalentna naprezanja	19
4. Numerički proračun spremnika	22
4.1. Trodimenzijski model	22
4.2. Osnosimetrični model	28
4.3. Prikaz raspodjele naprezanja i pomaka duž izvodnica ljusaka	30
4.4. Konvergencija u ovisnosti o promreženosti modela i vrsti korištenih elemenata	33
4.5. Usporedba raspodjele naprezanja i pomaka	35
ZAKLJUČAK	37
LITERATURA	38
PRILOZI	39

POPIS SLIKA

Slika 1.Primjena CNG spremnika[7].....	1
Slika 2.TIP1 CNG spremnika [9]	2
Slika 3.TIP2 CNG spremnika [9]	3
Slika 4.TIP3 CNG spremnika[8]	3
Slika 5.TIP4 CNG spremnika[8]	4
Slika 6.Četverokutni element S4[4]	6
Slika 7.Četverokutni element S8[3]	6
Slika 8.Model pojednostavljenog CNG spremnika	7
Slika 9.Opterećenje i dimenzije pojednostavljenog spremnika	8
Slika 10.Savijanje spoja ljsaka	8
Slika 11.Opterećenje cilindrične ljsuke	11
Slika 12.Opterećenje sferne ljsuke	12
Slika 13.Raspodjela pomaka desne strane cilindra	15
Slika 14.Raspodjela cirkularnog naprezanja desne strane cilindra	16
Slika 15.Raspodjela meridijalnog naprezanja desne strane cilindra	16
Slika 16. Raspodjela meridijalnog momenta desne strane cilindra.....	17
Slika 17.Raspodjela pomaka desne sfere.....	17
Slika 18.Raspodjela cirkularnog naprezanja desne sfere.....	18
Slika 19.Raspodjela meridijalnog naprezanja desne sfere.....	18
Slika 20.Raspodjela meridijalnog momenta desne sfere	19
Slika 21.Model spremnika	22
Slika 22.Prikaz rubnih uvjeta simetrije.....	23
Slika 23.Prikaz kinematskog ograničenja	23
Slika 24.Dimenzija grla spremnika	24
Slika 25.Opterećenje po jedinici oplošja	25
Slika 26.Opterećenje spremnika.....	25
Slika 27.Promreženi model.....	26
Slika 28.Raspodjela naprezanja prema von Misesu	26
Slika 29.Raspodjela meridijalnog naprezanja.....	27
Slika 30.Raspodjela cirkularnog naprezanja.....	27
Slika 31.Opterećenje i rubni uvjeti osnosimetričnog modela	28
Slika 32.Raspodjela naprezanja prema von Misesu	29
Slika 33.Raspodjela cirkularnog naprezanja.....	29
Slika 34.Raspodjela meridijalnog naprezanja	29
Slika 35.Raspodjela radijalnog pomaka	30
Slika 36.Raspodjela naprezanja	30
Slika 37.Raspodjela meridijalnog naprezanja.....	31
Slika 38.Raspodjela pomaka	31
Slika 39. Raspodjela cirkularnog naprezanja	32
Slika 40.Raspodjela meridijalnog naprezanja.....	32
Slika 41.Raspodjela radijalnog pomaka	33
Slika 42.mreža konačnih elemenata lijevo (282) desno (372).....	33
Slika 43.Mreža konačnih elemenata lijevo (94) desno (130)	34
Slika 44.Konvergencija naprezanja na sredini cilindra	34
Slika 45.Konvergencija pomaka osnosimetričnih elemenata	35

Slika 46. Usporedba raspodjele radijalnog pomaka	35
Slika 47. Usporedba cirkularnog naprezanja	36

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
h	mm	debljina stjenke
D	N/mm	fleksijska krutost
E	MPa	modu elastičnosti
M_φ, M_g	Nmm/mm	momenti koji opterećuju ljusku
M_g^{ds}	Nmm/mm	rapodjela meridijalnog momenta desne sfere
M_g^{dc}	Nmm/mm	rapodjela meridijalnog momenta desne strane cilindra
N_x^c	N/mm	meridijalna sila na sferi
N_φ, N_g	N/mm	sile u ljuskama
N_φ^c, N_g^c	N/mm	membranske sile cilindrične ljuske
N_φ^s, N_g^s	N/mm	membranske sile sferne ljuske
p	MPa	tlak
R	mm	polumjer
Re	MPa	granica razvlačenja
r	mm	radijus sfere određen koordinatom x
r_1, r_2	mm	glavni polumjeri zakrivljenosti
S	-	faktor sigurnosti
u_r^{ms}	mm	membranski pomak sfere
u_r^{ds}	mm	raspodjele pomaka desne sfere
w^{dc}	mm	raspodjele pomaka desne strane cilindra
w^c	mm	pomak cilindrične ljuske
w^s	mm	pomak sferne ljuske
X_1	N/mm	poopćena sila u smislu sile po jedinici duljine
X_2	Nmm/mm	poopćeni moment u smislu momenta po jedinici duljine
α	rad	kut zakreta
α_m	rad	membranski kut zakreta
β	mm ⁻¹	geometrijsko-materijalna značajka
$\alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{21}, \alpha_{22}$	$\frac{\text{mm}^2}{\text{N}}, \frac{\text{mm}}{\text{N}}, \frac{1}{\text{N}}$	uplivni koeficijenti
ν	-	Poissonov faktor
ξ	-	bezdimenzijska varijabla
$\sigma_g^{ds}, \sigma_\varphi^{ds}$	MPa	raspodjela naprezanja desne sfere
$\sigma_g^{dc}, \sigma_\varphi^{dc}$	MPa	raspodjela naprezanja desne strane cilindra
σ_{ekv}	MPa	ekvivalentno naprezanje

$\sigma_{\phi k}, \sigma_{gk}$	MPa	kritična naprezanja
σ_x^c	MPa	meridijalno naprezanje cilindra

SAŽETAK

U ovom radu prikazan je kontrolni numerički i analitički proračun pojednostavljenog ponovno punjivog spremnika za stlačeni prirodni plin, odnosno CNG (engl. *Compressed Natural Gas*) spremnika. Numerička analiza provedena je u programskom paketu *Abaqus* koji se temelji na metodi konačnih elemenata, dok je analitički proračun temeljen na proračunu savijanja dugih, tankostjenih konstrukcija.

U uvodu je opisana konstrukcija te njene izvedbe u industriji. Isto tako opisani su prednosti i nedostaci medija unutar spremnika koji se koristi za pogon prijevoznih sredstava. Nadalje se se opisuje numerička metoda te programski paket *Abaqus*. Isto tako opisani su i tipovi elementa koji su se koristili u numeričkoj analizi. Prvo je proveden analitički proračun odabranog dijela spremnika, koji obuhvaća spojeve lijeve i desne sferne ljuske s cilindričnom ljuskom, dok je numerička analiza provedena uzimajući u obzir cijelu cijelu geometriju spremnika. Na samom primjeru provedena je i verifikacija primjenjenih konačnih elemenata. U numeričkoj analizi koristili su se različiti konačni elementi, čiju smo učinkovitost ispitali na osnovi konvergencije k analitičkom rješenju. Analitički i numerički rezultati naprezanja i pomaka su uspoređeni na osnovi raspodjele naprezanja i pomaka duž izvodnica ljusaka, te je u zaključku dan kritički osvrt na dobivene rezultate i samu konstrukciju spremnika.

Ključne riječi: Abaqus, CNG spremnik, metoda konačnih elemenata, naprezanje, pomaci

SUMMARY

This paper presents a numerical and analytical control calculation of a simplified rechargeable reservoir for compressed natural gas or CNG tanks. Numerical analysis was carried out in the Abaqus program package, which is based on the finite element method, while the analytical calculation is based on the bending calculation of long, discontinuous shells.

The introduction describes the construction and its applications in the industry. Advantages and disadvantages of the media inside the container used to drive the means of transport, the numerical method and the Abaqus software package are also described. First, an analytical calculation of the selected part of the container was carried out, comprising the joints of the left and right spherical shells with the cylindrical shell, while the numerical analysis was performed on entire tank geometry. Different finite elements were used in numerical analysis, whose efficiency was tested based on convergence toward the analytical solution. The analytical and numerical results of the stresses and the displacements were compared based on stress distribution and displacement along the shell. In the conclusion of the paper a critical review of the results obtained and the construction of the container itself was given.

Key words: Abaqus, CNG tank, finite element method, stress, displacement

1. UVOD

Spremnici pod tlakom neizbježne su konstrukcije koje nas svakodnevno okružuju. Imaju velik broj primjena, jedna od njih, o kojoj će se detaljnije govoriti u ovom radu su spremnici punjeni stlačenim prirodnim plinom, odnosno CNG (engl. *Compressed Natural Gas*) spremnici. CNG spremnik hermetički je zatvorena posuda predviđena za rad pod tlakom i ponovno punjenje. Metan, uz etan, propan i ugljikov dioksid, ima najveći udio (85-95%) u mješavini stlačenog prirodnog plina, koji se koristi kao gorivo motora s unutarnjim sagorijevanjem te pogoni motorna vozila poput autobusa, automobila i drugih oblika vozila na pogon stlačenim prirodnim plinom. Za pogon koriste se posebne izvedbe motora i pumpi, ali karakteristike metana su dovoljno slične benzinu da se mogu koristiti nemodificirane izvedbe Ottovog motora. Od 1983. godine uveden je standard ISO 11439 za utvrđivanje sigurnosti CNG spremnika. Na [Slika 1.] prikazani su montirani CNG spremnici u krovu autobusa kao jedna od najčešćih primjena ovakvih spremnika.[10]



Slika 1. Primjena CNG spremnika[7]

1.1. Podjela CNG spremnika

CNG spremnike djelimo prema izvedbi i materijalu. Prema tome razlikujemo: Tip 1, Tip 2, Tip 3 i Tip 4 izvedbu spremnika.

Na [Slika 2.] prikazana je izvedba spremnika Tipa 1. Ona je je najjeftinija, najjednostavnija ali i najteža izvedba spremnika. Najčešće je tijelo spremnika izrađeno od čelika, bez dodatnog materijala oko tijela.



Slika 2. TIP1 CNG spremnika [9]

Tip 2 spremnici su vrlo slični spremnicima tipa 1. Razlika je u lakšim čeličnim limovima omotanim čeličnom žicom vrlo visoke čvrstoće, zapečaćene posebnim epoksidom i prekrivene zaštitnom mrežom. [8] Imaju najvišu otpornost na udarni rad loma u klasi cilindara omotanih vlaknima. Spremik tipa 2 prikazan je na [Slika 3.].



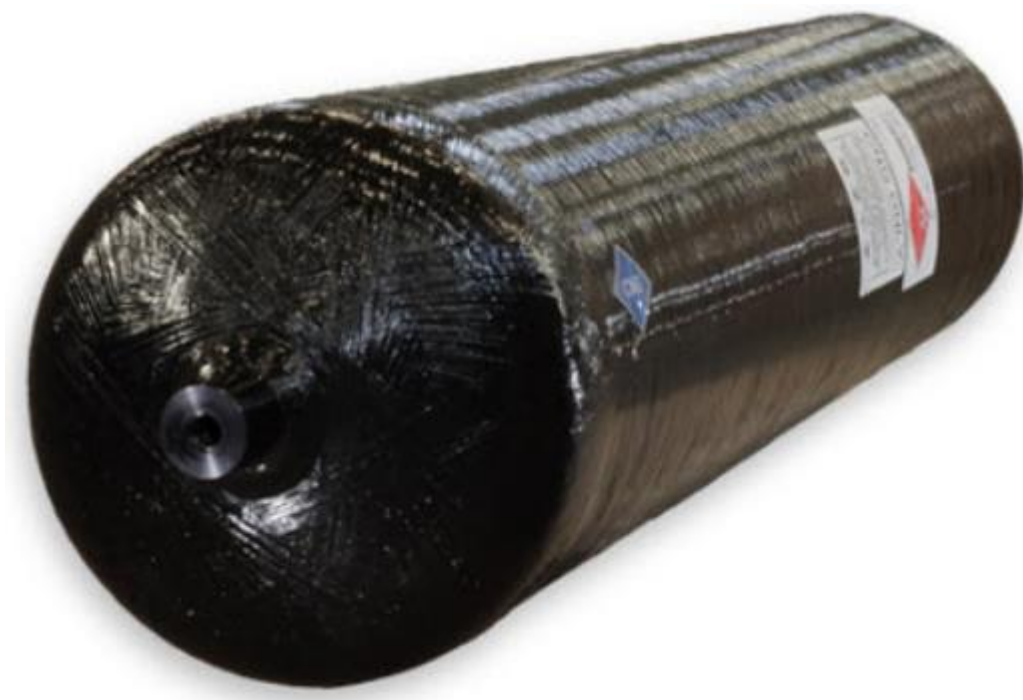
Slika 3. TIP2 CNG spremnika [9]

CNG spremnik izvedbe Tip 3 prikazan je na [Slika 4.], a označava spremnike koji su izrađeni od aluminijskog kompozita, omotanog ugljičnim vlaknima. Odlični su za vozila kod kojih je bitna redukcija mase.



Slika 4. TIP3 CNG spremnika[8]

Izvedba tipa 4 ima kompozitnu stjenku omotanu ugljičnim vlaknima prekrivenim slojem smole. Spremnik tipa 4 je najlakša izvedba i zahvaljujući tankim stjenkama može izdržavati veći opterećenja od ostalih tipova, a samim time i veći kapacitet.[8] Spremnik tipa 4 prikazan je na [Slika 5.]



Slika 5.TIP4 CNG spremnika [8]

1.2. Prednosti i nedostaci pogona na prirodni plin

Najveća prednost s ekološkog gledišta prirodnog plina kao goriva u odnosu na dizel ili benzin je manja emisija štetnih tvari u atmosferu, zbog koje se takav način pogona sve više koristi u industriji. Korištenjem CNG spremnika kao posude unutar koje se nalazi gorivo smanjuju se troškovi održavanja, prirodni plin lakši je od zraka, teško zapaljiv i ima odličnu efikasnost. Povećan je vijek trajanja mazivih ulja jer prirodni plin ne zagađuje i razrjeđuje ulje radilice. Jedan od razloga zbog kojih CNG spremnici nisu više rasprostranjeni je problem prostora ugradnje spremnika koji su relativno velikih dimenzija u odnosu na osobni automobil, zbog čega se oni najviše ističu u pogonu autobusa. Jedan od glavnih nedostataka prirodnog plina je mala gustoća zbog čega je spremnik potrebno tlačiti na visoke tlakove, normalni uvjeti za spremnik u pogonu su tlak od 20 MPa pri temperaturi od 15 celzijevih stupnjeva. Prirodni plin se često mijenja za LNG (engl. *Liquified Natural Gas*) odnosno ukapljeni prirodni plin, glavna razlika se čituje u tome što je stlačen prirodni plin stlačen pod visokim tlakom pri sobnoj temperaturi dok je ukapljeni prirodni plin pri atmosferskom tlaku i niskoj temperaturi.

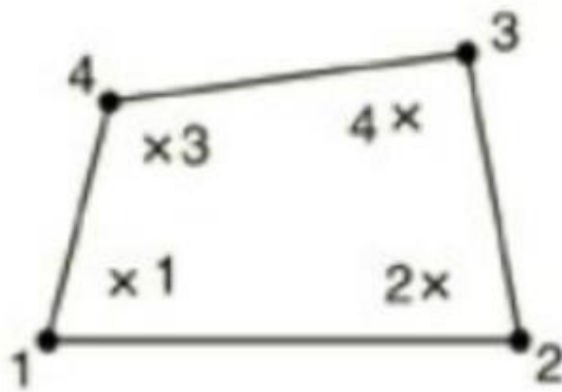
2. O METODI KONAČNIH ELEMENATA

Metoda konačnih elemenata numerička je metoda koja se temelji na konačnoj diskretizaciji kontinuuma. Kontinuum je neprekinuta cijelina beskonačno mnogo puta djeljiva, odnosno kontinuum koji se razmatra ima beskonačno mnogo stupnjeva gibanja. Kontinuum s beskonačno stupnjeva slobode zamjenjuje se s diskretnim modelom međusobno povezanih elemenata s ograničenim brojem stupnjeva slobode. Elementi se nazivaju konačni elementi, a kontinuum postaje mreža odabranih konačnih elemenata. Metoda nam omogućuje približan proračun stanja naprezanja, pomaka, deformacija, raspodjele temperature, tokova fluida u promatranoj konstrukciji. Metoda konačnih elemenata primjenjuje se kod konstrukcija složene geometrije ili opterećenja. Analitičko rješavanje takvih problema podrazumijeva rješavanje složenih diferencijalnih jednadžbi, a ponekad ih je i nemoguće riješiti. Iz tih razloga tražimo približno rješenje pomoću metode konačnih elemenata.[3] Reći ćemo nešto o ljuskastim elementima budući da ih koristimo u numeričkoj analizi.

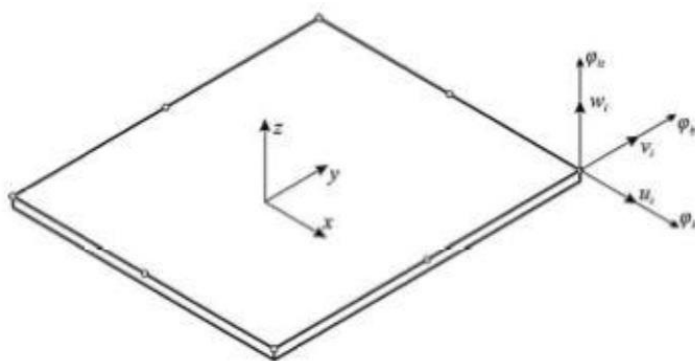
2.1. Četverokutni ljuskasti konačni elementi

Ljuskaste konačne elemente koristimo za opisivanje ljuskastog kontinuuma omeđenog dvjema plohami, kod koje je debljina puno manja od ostalih dimenzija, a naprezanja u smjeru debljine su zanemariva. U programskom paketu *Abaqus* postoji razlika u modeliranju između konvencionalnih 3D elemenata i ljuskastih (*Shell*) elemenata, koristeći 3D ljuskaste elemente definiramo čitavo tijelo, pa tako i debljine elemenata, dok kod konvencionalnih ljuskastih elemenata definiramo samo jednu od ploha, a debljina je određena geometrijom čvora. Uz to konvencionalni elementi uz translacijske imaju i rotacijske stupnjeve slobode.[3] Neki od elemenata za općenitu upotrebu u analizi ljusaka su S3, S4, SAX 1, SAX2.

Ljuskasti četverokutni element prvog reda S4 sastoji se od 4 čvora, a prikazan je na [Slika 6.]. Svaki čvor ima 6 stupnjeva slobode, 3 translacije i 3 rotacije. Element je dvostruko zakrivljen, a spada u elemente opće namjene. Četverokutni ljuskasti element drugog reda s reduciranom integracijom S8, element je s 8 čvorova, svaki čvor sadrži 6 stupnjeva slobode te je prikazan na [Slika 6]. Primjena ovakvih elemenata je kod savijanja debelih ljuski, a ako je model nepravilno promrežen, elementi vrlo loše konvergiraju rješenju.[4]



Slika 6. Četverokutni element S4[4]

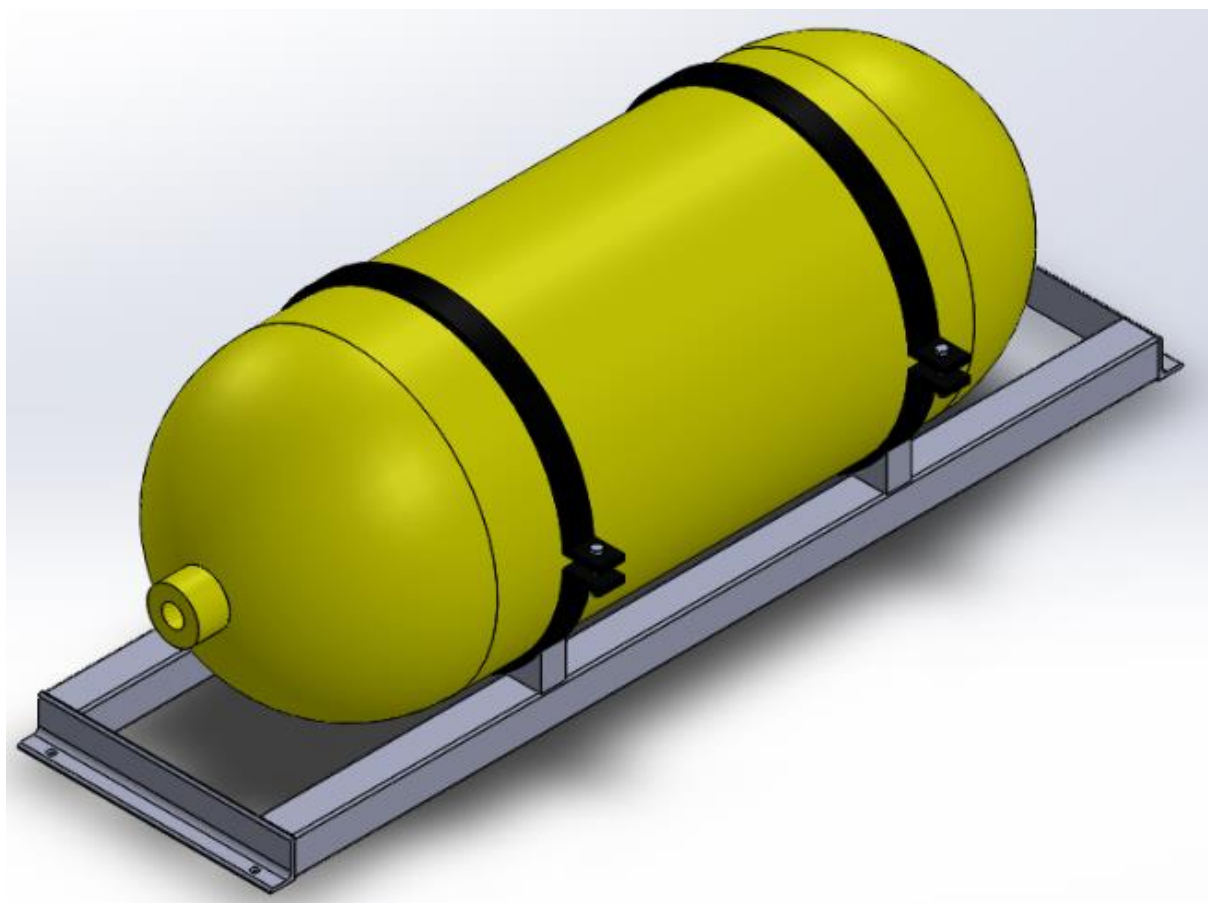


Slika 7. Četverokutni element S8[3]

Kod elementata S4R5 i S8R5 stupnjevi slobode su 3 pomaka i 2 rotacije gdje je izostavljena rotacija oko normale na srednju ravninu. Formulacije konačnih elemenata za analizu ljusaka temelje se na teorijama, Kirchhoff-Loveovoj za savijanje tankih ljuski i Reissner-Mindlinovoj za savijanje debelih ljusaka.

3. Analitički proračun spremnika

3D model zadanog problema prikazan je na [Slika 8.]. Na [Slika 9.] vidimo prikaz CNG spremnika s definiranim dimenzijama te opterećenjem u iznosu 30MPa koje je ujedno i ispitni tlak spremnika. S obzirom da se radi o ljuskastoj konstrukciji problem je moguće riješiti pomoću formulacija izvedenih za membransko stanje naprezanja i deformacija te savijanje osnosimetričnih ljuski. Problem će se također riješiti pomoću programskog paketa *Abaqus* [4], nakon toga dolazi usporedba i kritički osvrt na dobivena rješenja.

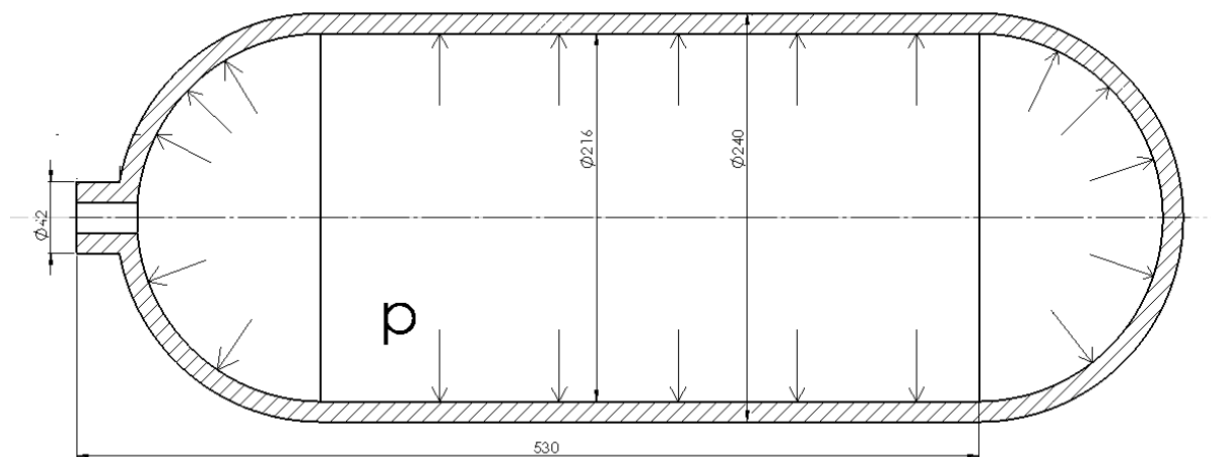


Slika 8. Model pojednostavljenog CNG spremnika

3.1. Uvjeti kompatibilnosti spoja cilindra i sfere

Spremnik dimenzija prikazanih na slici, opterećen je unutarnjim statičkim ispitnim tlakom u iznosu od 30 MPa, debljina stjenke je 6 mm, materijal je izotropan, linearno elastičan i homogen, debljina stjenke je konstanta, opterećenje je statičko, pretpostavka je da su sve ljuske koje ulaze u razmatranje duge i tanke. U daljnju analizu i razmatranje uzimamo spoj

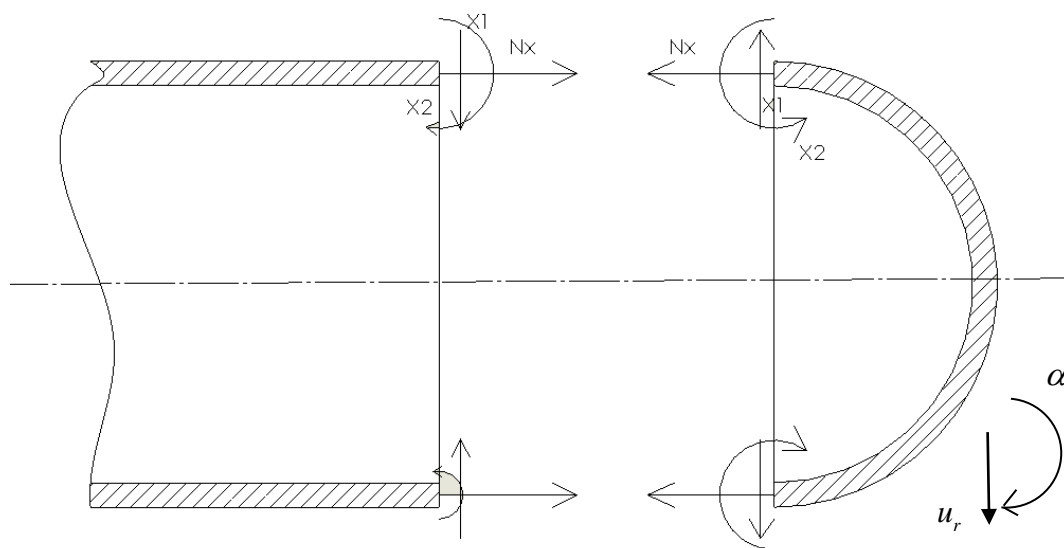
cilindra i sfere na desnoj strani spremnika prikazan na [Slika 9.]. U samom analitičkom proračunu bazirat ćemo se na membransko stanje naprezanja i utjecaj lokalnih savijanja na mjestu spoja dvaju različitih ljuski, u ovom slučaju cilindra i sfere, na naprezanja i pomake ove ljuskaste konstrukcije. Ljuska je dio kontinuuma omeđen dvjema ploham, a razmak među tim ploham, manji je odnosu na ostale dimenzije.



Slika 9. Opterećenje i dimenzije pojednostavljenog spremnika

Zadano: $p=30$ MPa, $E=210000$ MPa, $h=6$ mm, $\nu = 0,3$.

Ako na spremnik rastavimo na mjestu spoja cilindra i sfere dobijemo cilindričnu i sfernu ljusku. Oni međusobno djeluju uzdužnom silom N_x radijalnom silom X_1 i momentom savijanja X_2 .



Slika 10. Savijanje spoja ljusaka

Rubni uvjeti

Na mjestu spoja sferne i cilindrične ljuske prema [2] vrijedi:

$$w^s = w^c \quad \text{i} \quad (3.1)$$

$$\alpha^s = \alpha^c. \quad (3.2)$$

Gornji indeks „c“ se odnosi na cilindričnu ljuski odnosno cilindrični plašt, a gornji indeks „s“, odnosi se na sfernu ljusku.

Izraze (3.1) i (3.2) prema [11] možemo napisati:

$$-\alpha_{11}^s X_1 + \alpha_{12}^s X_2 + u^{\text{sm}} = \alpha_{11}^c X_1 + \alpha_{12}^c X_2 + w^{\text{cm}}, \quad (3.3)$$

$$\alpha_{21}^s X_1 - \alpha_{22}^s X_2 + \alpha^{\text{sm}} = \alpha_{21}^c X_1 + \alpha_{22}^c X_2 + \alpha^{\text{cm}} \quad (3.4)$$

U izrazima (3.3) i (3.4) uplivni koeficijenti se uzimaju po apsolutnoj vrijednosti, a predznak se određuje prema smjeru pozitivnog pomaka i zakreta prikazanog na [Slika 10.].

Općeniti izrazi za uplivne koeficijente prema [2] glase:

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \frac{2k}{E} \left(\frac{r_0}{h} \right)^{\frac{3}{2}} \sqrt{\sin \vartheta_0}, \\ \alpha_{12} &= \alpha_{21} = \frac{2k^2}{Eh} \frac{r_0}{h}, \\ \alpha_{22} &= \frac{4k^3}{Eh^2} \left(\frac{r_0}{h} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{\sqrt{\sin \vartheta_0}}, \end{aligned} \quad (3.5)$$

gdje je:

$$k = \sqrt[4]{3(1-\nu^2)}. \quad (3.6)$$

3.2. Membransko stanje naprezanja

SFERNA LJUSKA

Za cilindričnu ljusku kut ϑ_0 iznosi:

$$\vartheta_0 = 90^\circ \quad \text{tj.} \quad \sin 90^\circ = 1 \quad \text{i} \quad \sqrt{1} = 1. \quad (3.7)$$

Za cilindričnu ljusku polumjer zakrivljenosti r_0 iznosi:

$$r_0 = R \quad (3.8)$$

Geometrijsko-materijalna značajka β_c i fleksijska krutost D_c za cilindrične ljuske prema [2] glase:

$$\beta_c = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{\sqrt{Rh}}, \quad (3.9)$$

$$D_c = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}.$$

Nakon svega navedenog uplivne koeficijente za cilindričnu ljusku možemo pisati:

$$\alpha_{11}^c = \frac{1}{2D_c B_c^3},$$

$$\alpha_{12}^c = \alpha_{21}^c = \frac{1}{2D_c B_c^2}, \quad (3.10)$$

$$\alpha_{22}^c = \frac{1}{D_c B_c}.$$

SFERNA LJUSKA

Budući da kut ϑ_0 za sfernu ljusku na spremniku prema [11] iznosi:

$$\vartheta_0 = 90^\circ \quad \text{tj.} \quad \sin 90^\circ = 1 \quad \text{i} \quad \sqrt{1} = 1. \quad (3.11)$$

Što znači da sve uplivne koeficijente možemo pisati istim izrazima.

Nakon uvrštavanja vrijednosti, dobije se:

$$\beta_c = \beta_s = 0,04851 \text{ mm}^{-1},$$

$$D_c = D_s = 3,32307 \cdot 10^7 \text{ Nmm}, \quad (3.12)$$

dok uplivni koeficijenti iznose:

$$\alpha_{11}^c = \alpha_{11}^s = 1,0544 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}},$$

$$\alpha_{12}^c = \alpha_{21}^c = \alpha_{12}^s = \alpha_{21}^s = 5,11513 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}, \quad (3.13)$$

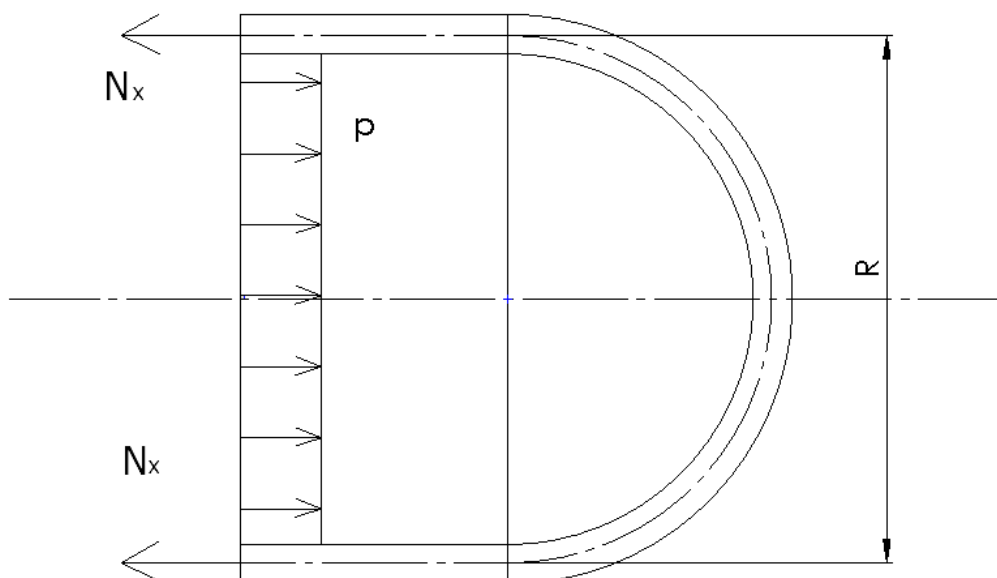
$$\alpha_{22}^c = \alpha_{22}^s = 4,9627 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{N}}.$$

3.2.1. Membransko stanje naprezanja u cilindričnoj ljusci

Normalni tlak na cilindričnu ljusku iznosi:

$$p_n = p = 30 \text{ MPa}$$

Postavljanje uvjeta ravnoteže sila u smjeru osi x prikazanoj na [Slika 11.], dobiva se:



Slika 11. Opterećenje cilindrične ljuske

$$\sum F_x = 0,$$

$$N_x^c \cdot 2R\pi - pR^2\pi = 0, \quad (3.14)$$

$$N_x^c = \frac{pR}{2} = 1755 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (3.15)$$

Naprezanje u smjeru osi x odnosno meridijalno naprezanje prema [11] glasi:

$$\sigma_x^c = \frac{N_x^c}{h} = 292,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.16)$$

Iz teorije ljusaka prema [2] pišemo:

$$\begin{aligned} r_1 &= \infty, \\ r_2 &= R. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Budući da je ravnoteža membranskih sila prema [11] jednaka:

$$\frac{N_\theta}{r_1} + \frac{N_\varphi}{r_2} = p. \quad (3.18)$$

Uvrštavanjem (3.15), (3.17) u (3.18), dobiva se cirkularna sila koja opterećuje cilindar, a iznosi:

$$N_{\varphi}^c = pR = 3510 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (3.19)$$

Iz čega slijedi da je cirkularno naprezanje jednako:

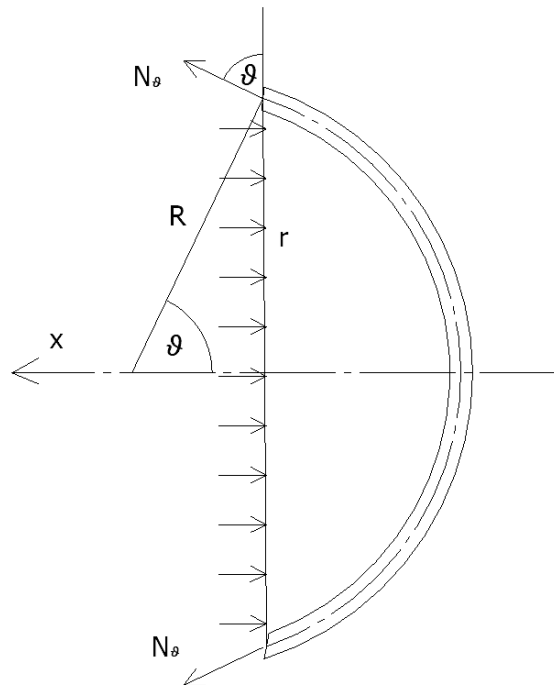
$$\sigma_{\varphi}^c = \frac{N_{\varphi}^c}{h} = 585 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.20)$$

Pri čemu radijalni pomak i kut zakreta za membransko stanje naprezanja prema [2] iznosi:

$$w_m^c = \frac{R}{Eh} (N_{\varphi}^c - \nu N_x^c) = 0,2770 \text{ mm}, \quad (3.21)$$

$$\alpha_m^c = \frac{dw}{dx} = 0. \quad (3.22)$$

3.2.2. Membransko stanje naprezanja u sfernoj ljusci



Slika 12. Opterećenje sferne ljuske

Postavljanje uvjeta ravnoteže sila u smjeru osi x prikazanom na [Slika 12.], dobiva se:

$$\sum F_x = 0, \quad (3.23)$$

$$N_{\vartheta}^s \cdot 2r(\vartheta) \sin(\vartheta) \pi - pr(\vartheta)^2 \pi = 0,$$

gdje je:

$$r(\vartheta) = R \sin(\vartheta) \quad (3.24)$$

Uvrštavanjem (3.24) u (3.23) dobivamo da je meridijalna sila jednaka:

$$N_g^s = \frac{pR}{2} = 1755 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (3.25)$$

Budući da je prema [2]:

$$r_1 = r_2 = R. \quad (3.26)$$

Cirkularna sila iznosi:

$$N_\varphi^s = pR - N_g^s = 1755 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (3.27)$$

Dolazimo do zaključka da su i naprezanja međusobno jednaka a iznose:

$$\sigma_\varphi^s = \sigma_g^s = 292,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.28)$$

Izrazi za partikularno rješenje za radijalni pomak i kut zakreta prema [2] glase:

$$u_m^s = \frac{R}{Eh} (N_\varphi^s - \nu N_g^s) = 0,114 \text{mm}, \quad (3.29)$$

$$\alpha_m^s = \frac{1}{Eh} \left[\frac{dN_\varphi^s}{d\varphi} - \nu \frac{dN_g^s}{d\vartheta} + (1 + \nu) \cot \vartheta (N_\varphi^s - N_g^s) \right], \quad (3.30)$$

$$\alpha_m^s = \frac{dw}{dx} = 0. \quad (3.31)$$

Uvrštavanjem uplivnih koeficijenata iz izraza (3.13) te pomaka i zakreta u membranskom stanju naprezanja (3.21) i (3.29), napokon možemo izračunati nepoznanice X_1 i X_2 .

Prema tome imamo:

$$X_1 = -77,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}}, \quad (3.32)$$

$$X_2 = 0. \quad (3.33)$$

3.3. Raspodjela naprezanja i pomaka desnog spoja spremnika

Spremnik se sastoji od cilindra i dvije sfere. Sfere su istih geometrijskih i materijalnih karakteristika, što znači da uvjeti kompatibilnosti i izračunate vrijednosti vrijede kako za lijevi tako i za desni spoj ljuski i same ljuske. Budući da na desnom spoju imamo neprekinuti cilindar, zbog cjelovitijeg prikaza raspodjele naprezanja i pomaka, raspodjelu ćemo prikazati za desni spoj i ljuske, pri čemu valja obratiti pažnju na koordinatu x danu na [Slika 11.,12.]te smjer koordinate x pratiti na dijagramima.

3.3.1. Raspodjela naprezanja i pomaka duž izvodnice cilindrične i sferne ljuske

Jednadžbama (3.34), (3.35), (3.36), (3.37), (3.38), (3.39), (3.40), (3.41) prema [2] izražene su funkcije raspodjele duž izvodnice cilindrične ljuske.

Raspodjela pomaka u radijalnom smjeru prema duž cilindrične ljuske glasi:

$$w^{\text{dc}} = \alpha_{11}^c \cdot X_1 \cdot f_4(\xi_c) + \alpha_{12}^c \cdot X_2 \cdot f_3(\xi_c) + w_m^c. \quad (3.34)$$

Raspodjela meridijalnog momenta duž izvodnice cilindrične ljuske

$$M_x^c = X_2 \cdot f_1(\xi_c) + \frac{X_1}{\beta_c} f_2(\xi_c). \quad (3.35)$$

Raspodjela meridijalnog naprezanja duž desnog dijela cilindrične ljuske glasi:

$$\sigma_g^{\text{dc}} = \sigma_x. \quad (3.36)$$

Raspodjela cirkularnog naprezanja duž desnog dijela cilindrične ljuske glasi:

$$\sigma_\varphi^{\text{dc}} = \frac{2 \cdot R \cdot \beta_c^2}{h} \left(\frac{X_1}{\beta_c} \cdot f_4(\xi_c) + X_2 \cdot f_3(\xi_c) \right) + \sigma_\varphi^c. \quad (3.37)$$

Raspodjela radijalnog pomaka duž desne sferne ljuske glasi:

$$u_r^{\text{ds}} = -\alpha_{11}^s \cdot X_1 \cdot f_4(\xi_s) + \alpha_{12}^s \cdot X_2 \cdot f_3(\xi_s) + u_{rm}^s. \quad (3.38)$$

Raspodjela meridijalnog momenta duž desnog dijela sferne ljuske glasi:

$$M_g^s = X_2 \cdot f_1(\xi_s) - \frac{X_1}{\beta_s} f_2(\xi_s). \quad (3.39)$$

Raspodjela meridijalnog naprezanja duž desne sfere glasi:

$$\sigma_g^{\text{ds}} = \left(X_1 \cdot f_3(\xi_s) + \frac{2\beta_s X_2}{\sin(\vartheta_0)} \cdot f_2(\xi_s) \right) \cdot \frac{\cos(\vartheta)}{h} + \sigma_g^s. \quad (3.40)$$

Raspodjela cirkularnog naprezanja duž desne sferne ljuske glasi:

$$\sigma_\varphi^{\text{ds}} = \frac{2 \cdot R \cdot \beta_s^2}{h} \left(-\frac{X_1}{\beta_s} \cdot f_4(\xi_s) + X_2 \cdot f_3(\xi_s) \right) + \sigma_\varphi^s. \quad (3.41)$$

Pri čemu su funkcije jednake:

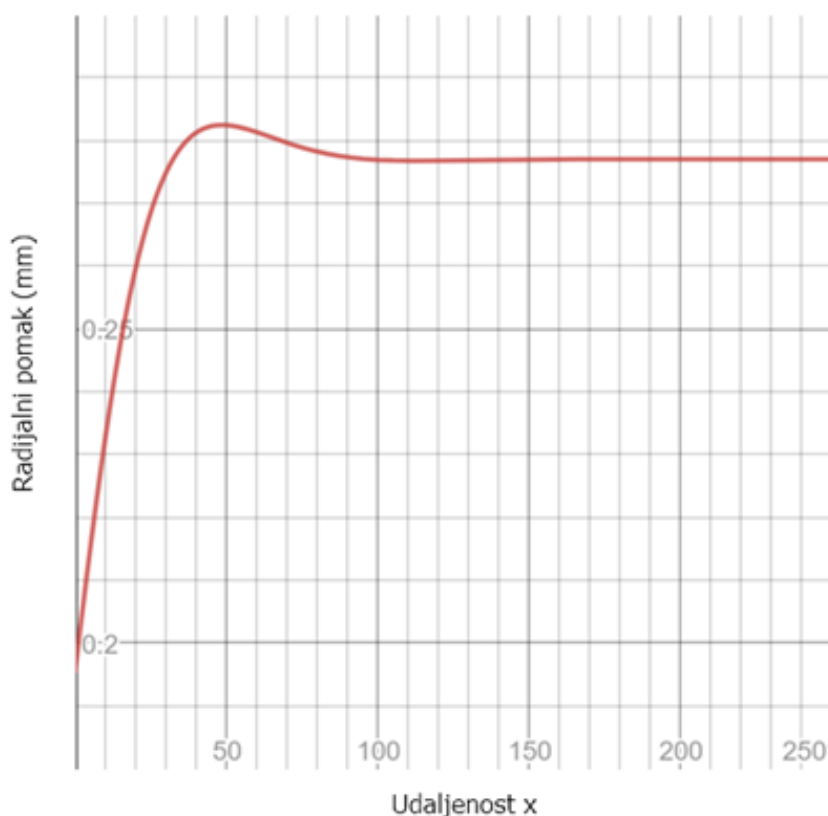
$$\begin{aligned} f_1(\xi) &= e^{-\xi} \cdot (\cos(\xi) + \sin(\xi)), \\ f_2(\xi) &= e^{-\xi} \cdot \sin(\xi), \\ f_3(\xi) &= e^{-\xi} \cdot (\cos(\xi) - \sin(\xi)), \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$f_4(\xi) = e^{-\xi} \cdot \cos(\xi),$$

$$\xi(x) = \beta_c \cdot x.$$

Na [Slika 13.,14.,15.,16.,17.,18.,19.,20.] prikazuju navedene raspodjele u ovisnosti s obzirom na već navedeni koordinatni sustav, potrebno je obratiti pozornost na koordinatu x kako bi lakše uočili mjesto i utjecaj lokalnog savijanja, odnosno ponašanje ljesaka uslijed djelovanja lokalnog savijanja.

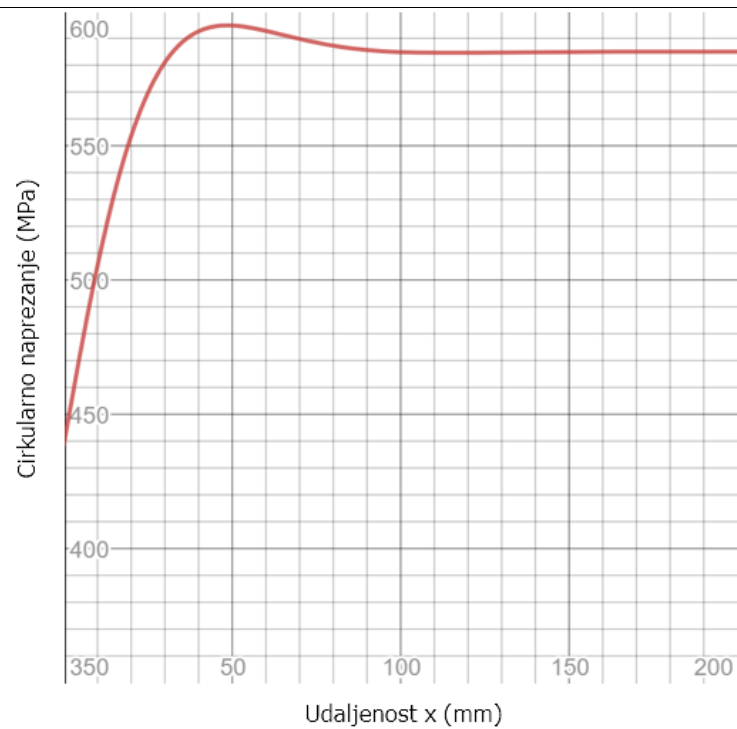
Raspodjela radijalnog pomaka duž izvodnice desnog dijela cilindra prikazana je na [Slika 13]



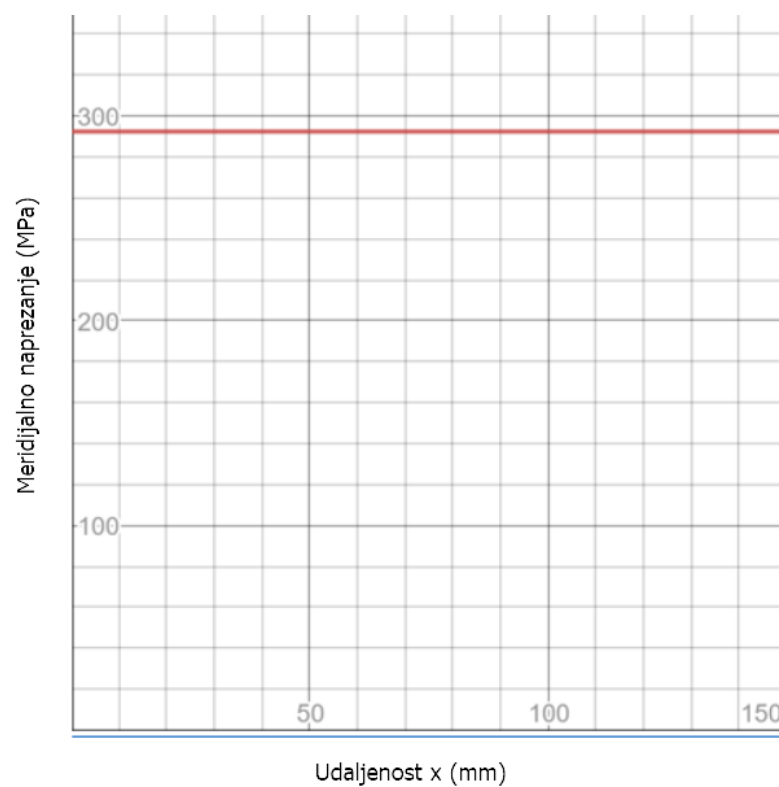
Slika 13. Raspodjela pomaka desne strane cilindra

Raspodjela naprezanja u cirkularnom smjeru duž izvodnice desnog dijela cilindra prikazana je na [Slika 14]

Raspodjela naprezanja u meridijalnom smjeru duž izvodnice desnog dijela cilindra prikazana je na [Slika 15.]

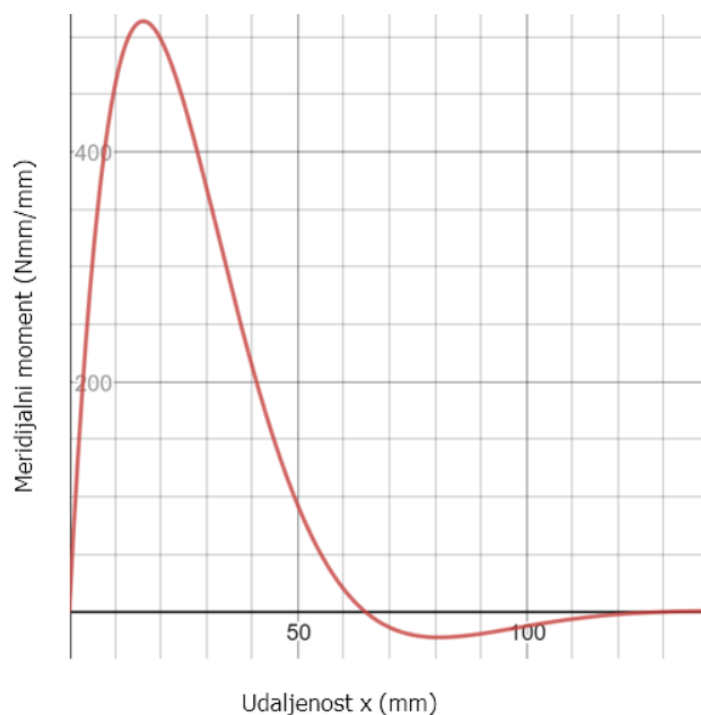


Slika 14. Raspodjela cirkularnog naprezanja desne strane cilindra



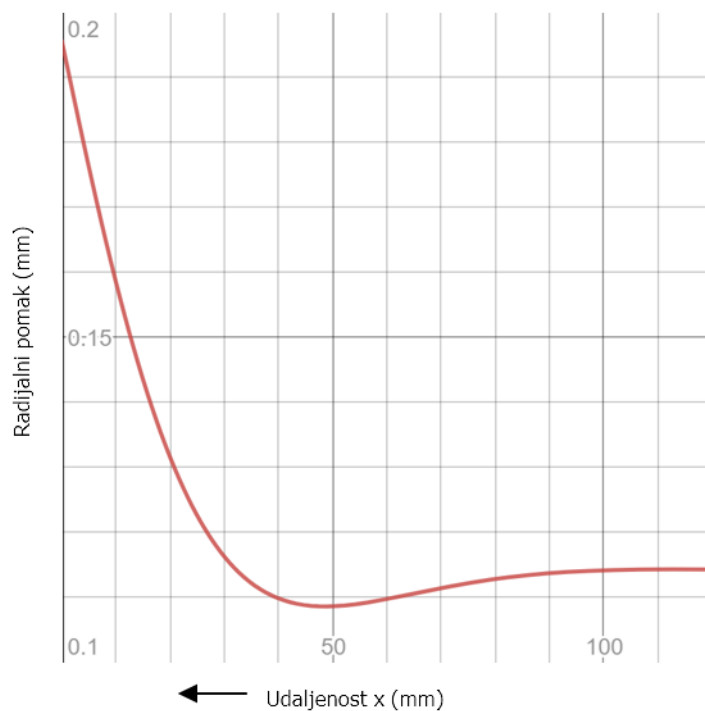
Slika 15. Raspodjela meridijalnog naprezanja desne strane cilindra

Raspodjela meridijalnog momenta duž izvodnice desnog dijela cilindra prikazana je na [Slika 16.]



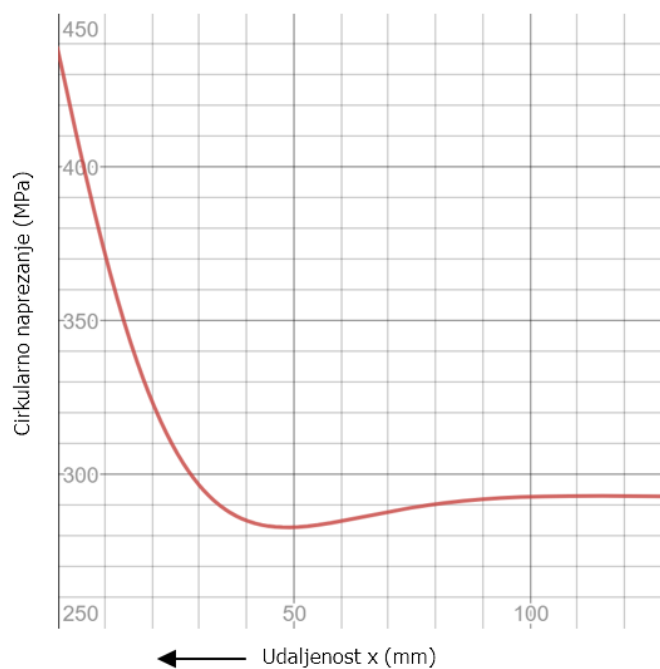
Slika 16. Raspodjela meridijalnog momenta desne strane cilindra

Raspodjela pomaka u radijalnom smjeru duž izvodnice desne sfere prikazana je na [Slika 17.]



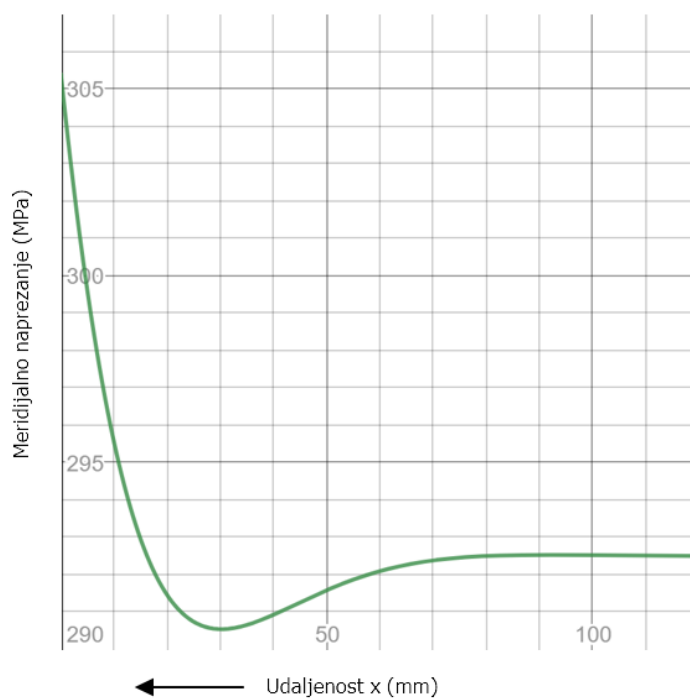
Slika 17. Raspodjela pomaka desne sfere

Raspodjela naprezanja u cirkularnom smjeru duž izvodnice desne sfere prikazana je na [Slika 18.]



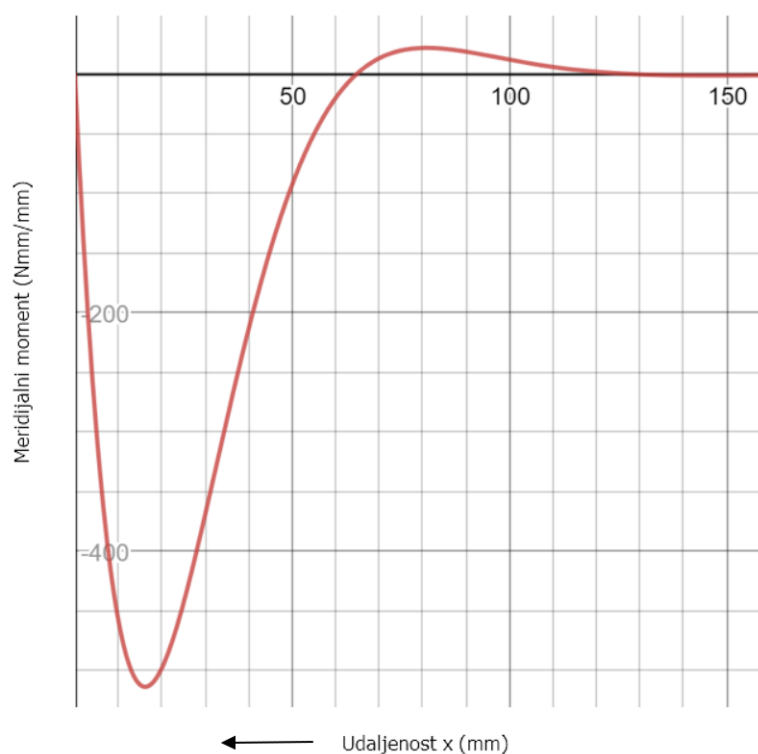
Slika 18. Raspodjela cirkularnog naprezanja desne sfere

Raspodjela naprezanja u meridijalnom smjeru duž izvodnice desne sfere prikazana je na [Slika 19.]



Slika 19. Raspodjela meridijalnog naprezanja desne sfere

Raspodjela meridijalnog momenta duž izvodnice desne sfere prikazana je na [Slika 20]



Slika 20. Raspodjela meridijalnog momenta desne sfere

Na navedenim slikama vrlo je lako primijetiti promjenu naprezanja u području djelovanja lokalnog savijanja. Na dijagramima prikazanih za sfernu ljusku potrebno je obratiti pozornost na smjer mijenjanja koordinate x , koja se proteže s desna na lijevo.

3.4. Ekvivalentna naprezanja

Kako bismo odredili zadovoljava li spremnik uvjet čvrstoće, potrebno je izračunati kritična ekvivalentna naprezanja na mjestima gdje ih očekujem. Budući da se ovom radu analiza provodi na dugim i tankim ljuskama, lijevi spoj grla i sfere nećemo uzimati u obzir, ali ćemo obratiti pozornost na njega u numeričkom modeliranju problema jer tamo očekujemo maksimalna naprezanja.

Ekvivalentna naprezanja računat ćemo prema teoriji najveće distorzijske energije prema [2].

Kako bismo došli do samog ekvivalentnog naprezanja, potrebno je iteracijom izračunati cirkularna i meridijalna naprezanja u kritičnim točkama razmatranog dijela spremnika, a njih je najlakše raspoznati po dijagramu. Iteracijom smo došli do točke A udaljenje 14 mm od spoja sfere i cilindra

Cirkularno i meridijalno naprezanje u kritičnoj točki računamo prema izrazima:

$$\sigma_{gk} = \frac{N_{gA}}{h} \pm \frac{6M_{gA}}{h^2} = \sigma_g \pm \frac{6M_{gA}}{h^2}, \quad (3.43)$$

$$\sigma_{\varphi k} = \frac{N_{\varphi A}}{h} \pm \frac{6M_{\varphi A}}{h^2} = \sigma_{\varphi} \pm \frac{6M_{\varphi A}}{h^2}. \quad (3.44)$$

Prema [] znamo:

$$M_{\varphi} = \nu \cdot M_g. \quad (3.45)$$

Uvrštavanjem u izraz (3.45) u (3.44) dobiva se:

$$\sigma_{\varphi k} = \frac{N_{\varphi k}}{h} \pm \nu \frac{6M_{gA}}{h^2} = \sigma_{\varphi} \pm \nu \frac{6M_{gk}}{h^2}. \quad (3.46)$$

Ekvivalentno naprezanja najveće distorzijske energije za dvoosno stanje naprezanja prema [] glasi:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{\varphi k}^2 + \sigma_{gk}^2 - \sigma_{gk} \sigma_{\varphi k}}. \quad (3.47)$$

Gdje su veličine unutar izraza izračunate ili očitane iz dijagrama.

Raspodjela meridijalnog naprezanja prikazana je na dijagramu () ujedno i najveća koja se na razmatranom dijelu spremnika može postići te naprezanje u toj točki iznosi

$$\sigma_g = 292,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.48)$$

Maksimalni meridijalni moment iščitavamo na kritičnom mjestu iz dijagrama () koji prikazuje raspodjelu meridijalnog momenta konturom ljuske.

$$M_{gA} = 117 \frac{\text{Nmm}}{\text{mm}}. \quad (3.49)$$

Uvrštavanjem (3.48) i (3.49) u izraz (3.43) dobivamo:

$$\sigma_{gk} = 312 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.50)$$

Raspodjela ciklarnog momenta prikazana je na dijagramu () te iz njega možemo iščitati najveću vrijednost, a možemo i izračunati

$$\sigma_{\varphi(x=14\text{mm})} = 591 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.51)$$

Uvrštavanjem (3.49) u (3.45) i (3.51) u (3.46) dobivamo maksimalno cirkularno naprezanje na razmatranom dijelu spremnika

$$\sigma_{\varphi k} = 596,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.52)$$

Iz čega, ako uvrstimo () i () u () možemo izračunati kritično ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{\text{ekv}} = 517,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.53)$$

Odabrani materijal spremnika je niskolegirani čelik s povišenom čvrstoćom 34CrMo4 koji za debljinu stjenke od 0 do 16 mm ima minimalnu vlačnu čvrstoću od 800 MPa.

Sada možemo izračunati sigurnost spremnika:

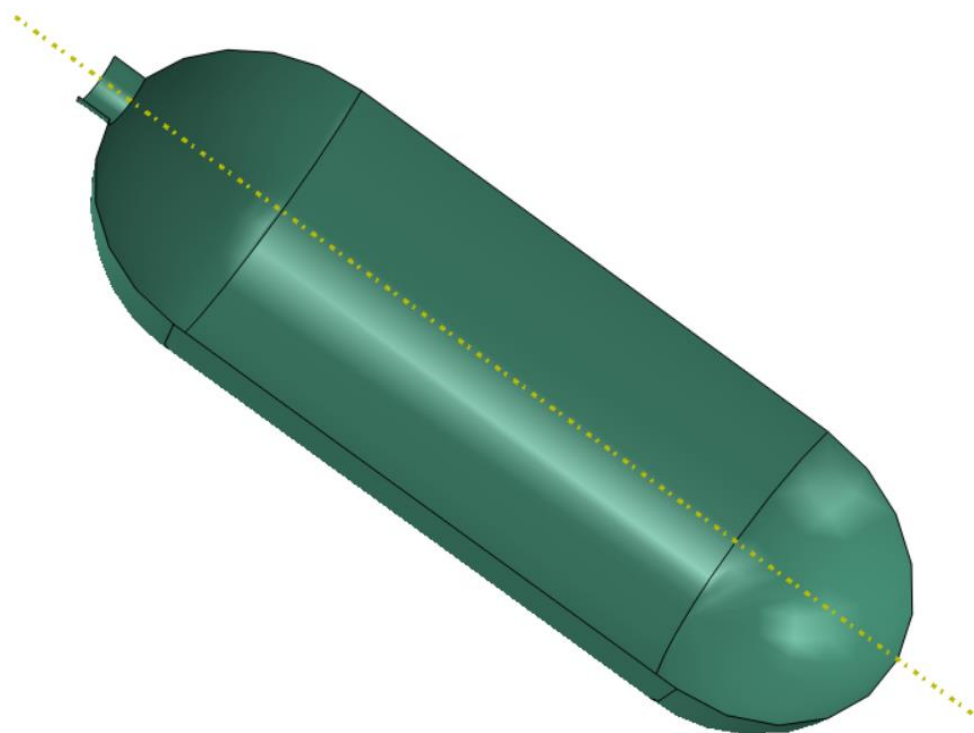
$$S = \frac{R_e}{\sigma_{\text{ekv}}} = 1,547. \quad (3.54)$$

Sigurnost spremnika na ispitno opterećenje je zadovoljena, ako uzmemo u obzir da je tlak spremnika u radnim uvjetima 20MPa, možemo zaključiti da je sigurnost spremnika zadovoljena.

4. Numerički proračun spremnika

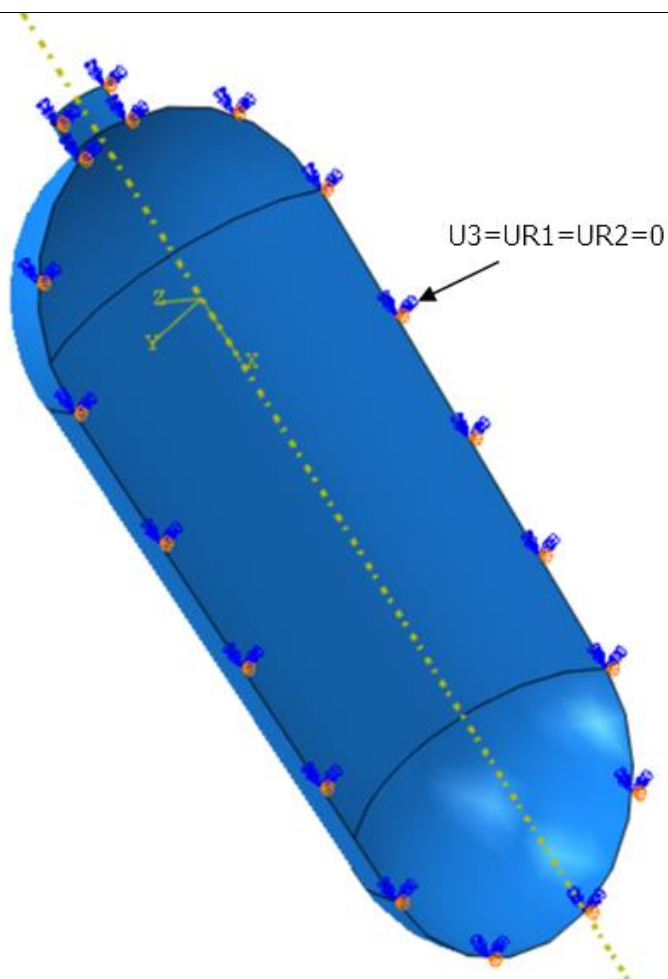
4.1. Trodimenzijski model

Prilikom modeliranja koriste se ljuskasti (engl. *shell*) konačni elementi. U *Sktechu* modeliramo dostupnu geometriju iz jednog dijela te zbog simetrije modeliramo samo jednu polovicu. Budući da se radi o ljuskastom načinu modeliranja, modelira se samo srednja ravnina te se pri izboru presjeka (engl. *Section*) bira srednja površina (engl. *Middle surface*) te se definira debljina stjenke. To znači da program dodjeljuje polovicu debljine stjenke na svaki stranu srednje površine. Na [Slika 21.] je prikazan model spremnika.



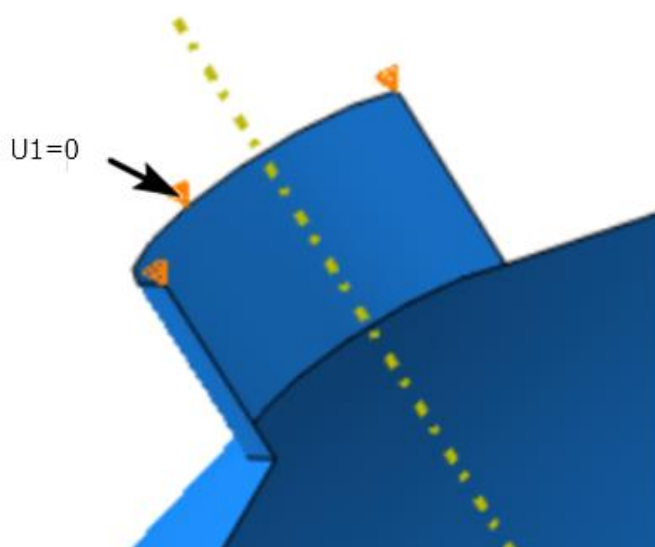
Slika 21. Model spremnika

Prilikom zadavanja opterećenja i rubnih uvjeta potrebno je koristiti globalni koordinatni sustav, a nakon provedene analize, potrebno je koordinatni sustav transformirati u cilindrični. Isto tako potrebno je koristiti uvjet simetrije, njega koristimo kako bismo veći broj elemenata upotrijebili za manji model što daje točnije rezultate i bržu konvergenciju. Na [Slika 22.] prikazuje rubne uvjete simetrije, dok [Slika 23.] prikazuje kinematsko ograničavanje pomaka grla spremnika u smjeru osi x .



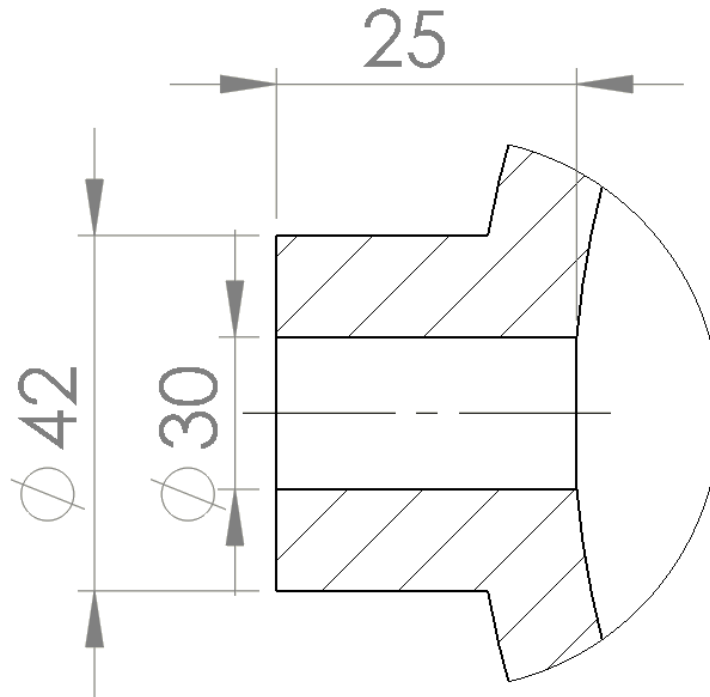
Slika 22. Prikaz rubnih uvjeta simetrije

Kod zadavanja rubnih uvjeta potrebno je obratiti pažnju na koordinatni sustav budući da se radi o horizontalnom spremniku. Koordinatni sustav prikazan je na modelu.



Slika 23. Prikaz kinematskog ograničenja

Opterećenje je statički tlak korišten pri ispitivanju od 30 MPa. Potrebno ga je distribuirati po cijeloj unutarnjoj stijenci tijela spremnika uključujući grlo na vrhu spremnika, zadavanje opterećenja na grlo potrebno je izraziti po jedinici pripadne površine odnosno oplošja, a to izršavamo naredbom *Surface traction*. Na [Slika 24.] prikazan je presjek na mjeru spoja grla i sfernog dijela ljuske.



Slika 24. Dimenzija grla spremnika

Opterećenje po jedinici oplošja glasi:

$$F = p \cdot A_{ug} = p \cdot \frac{D_u^2 \cdot \pi}{4} = 30 \cdot \frac{30^2 \pi}{4} = 21205,75 \text{ N}.$$

Pri čemu je:

F - sila koja opterećuje grlo u aksijalnom smjeru

A_{ug} - površina unutarnjeg promjera grla.

D_u - unutarnji promjer

A_g - oplošje unutarnjeg dijela grla

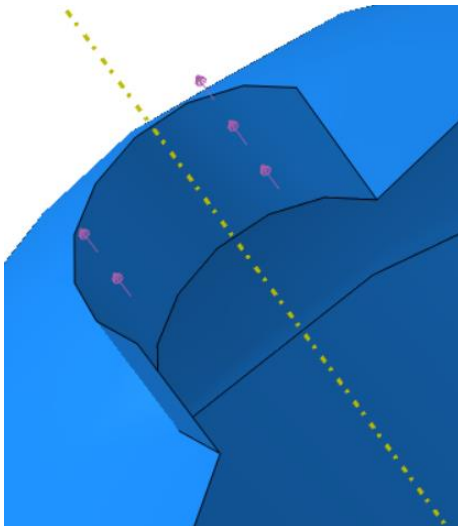
Gdje oplošje iznosi:

$$A_g = D_u \pi \cdot h = 30 \pi \cdot 25 = 2356,19 \text{ mm}^2.$$

Pa opterećenje po jedinici oplošja iznosi:

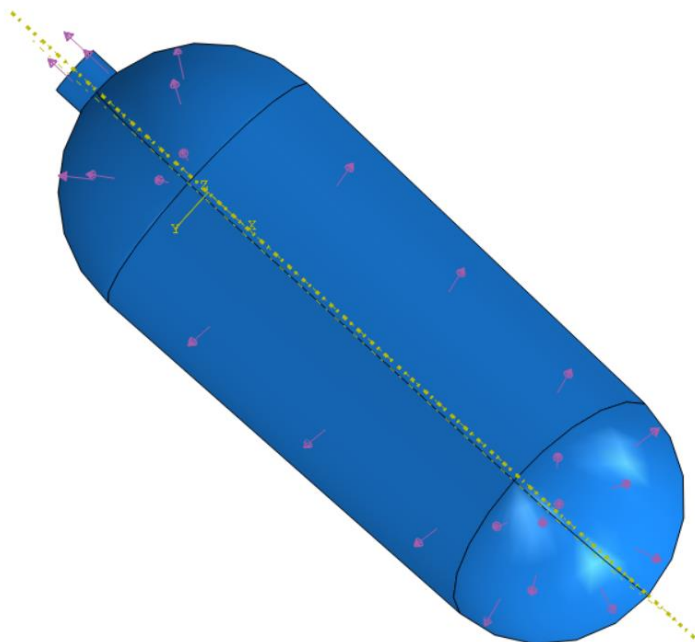
$$\frac{F}{A_g} = 9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Dobivenu vrijednost uvrstavamo u program te joj definiramo smjer i površinu na kojoj djeluje. Na [slika 25.] prikazano je navedeno opterećenje.



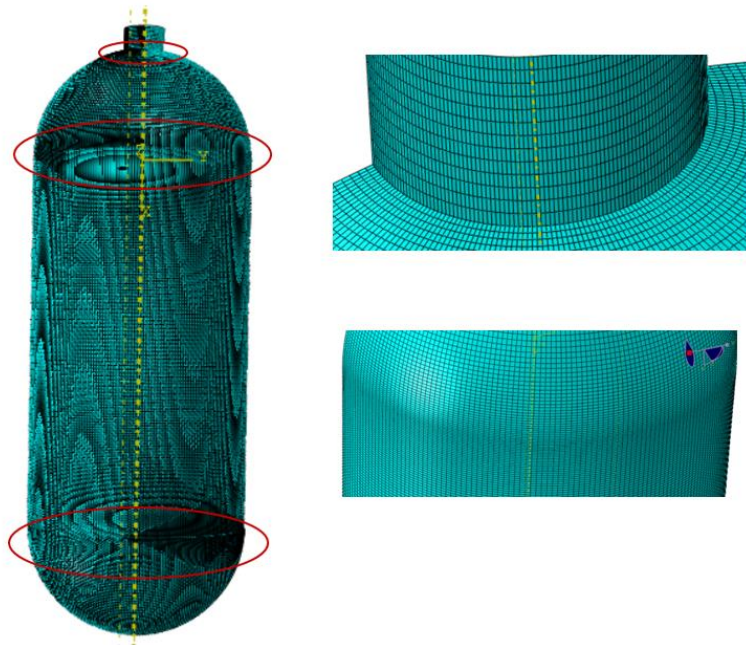
Slika 25. Opterećenje po jedinici oplošja

Na [Slika 26.] prikazana su sva opterećenja. Na cilindričnu i sferne ljuske unosi se vrijednost tlak od 30 MPa.



Slika 26. Opterećenje spremnika

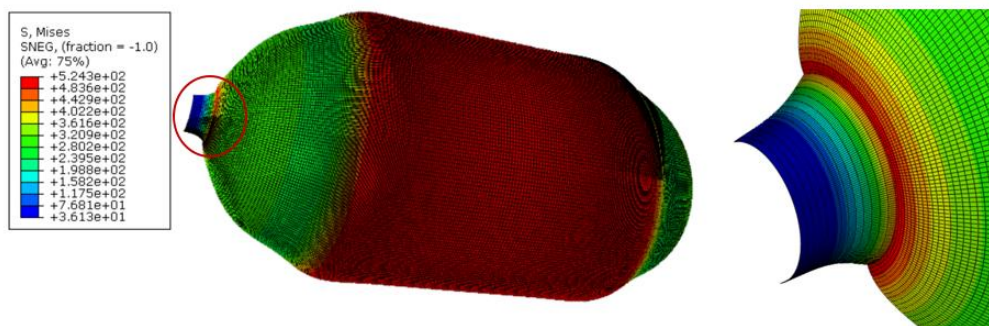
Potrebno je još promrežiti model, na mjestima gdje očekujemo najveći gradijent naprezanja, potrebno je mrežu dodatno ustitniti, najveće gradijente očekujemo na mjestu spoja ljusaka, odnosno na mjestu utjecaja lokalnog savijanja, tamo je mreža elemenata najfinija. Koriste se 39338 četverokutnih ljuskastih elemenata prvog reda tipa S8R prikazanih na [Slika 27.].



Slika 27. Promreženi model

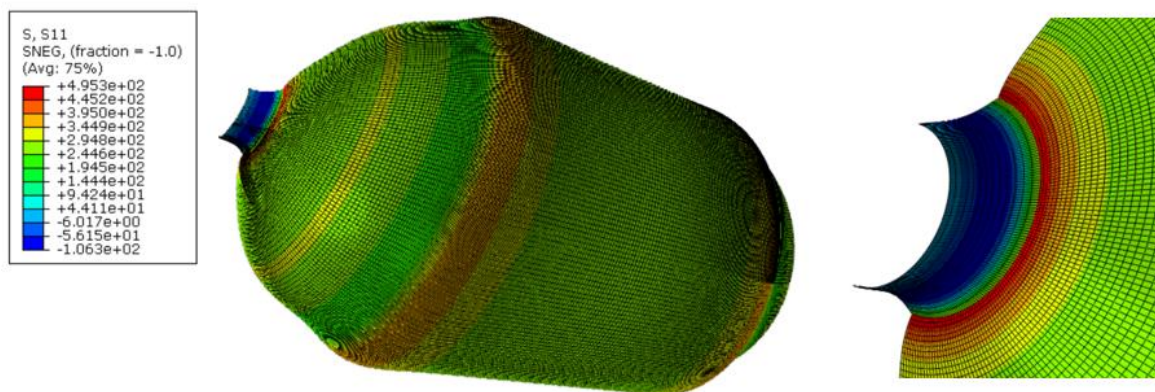
Na [Slika 28., 29., 30.] prikazana su ekvivalentna naprezanja, naprezanja u cirkularnom i meridijalnom smjeru.

Možemo primjetiti da se najveće ekvivalentno naprezanje javlja u području spoja cilindrične ljuske i grla spremnika, odnosno cilindrične ljuske u iznosu $\sigma_{ekv} = 524,3 \text{ N/mm}^2$ prikazano na [Slika 28.]



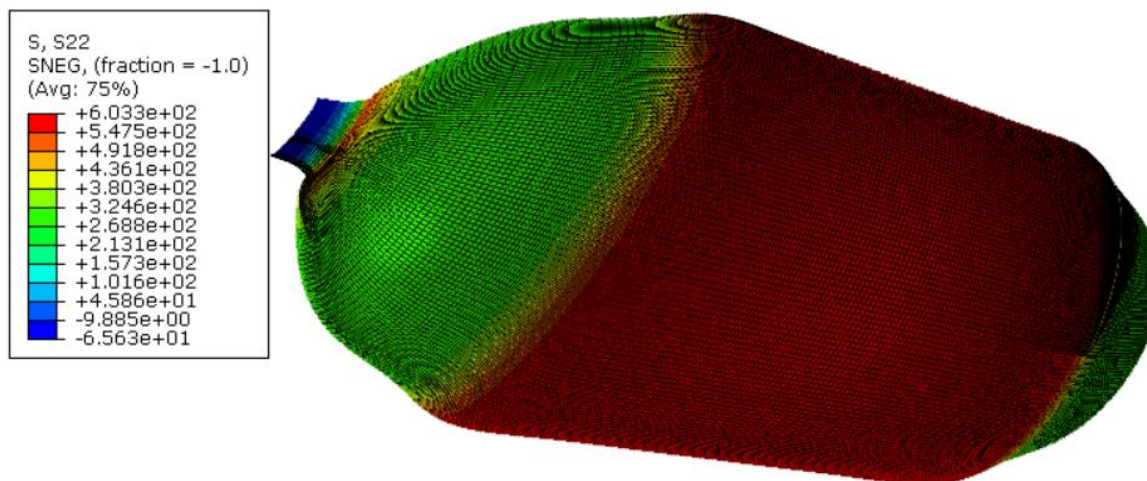
Slika 28. Raspodjela naprezanja prema von Misesu

Naprezanje u meridijalnom smjeru prikazano je na [Slika 29.] isto tako najveće je na spoju sfere i grla spremnika u iznosu od $495,3 \text{ N/mm}^2$. Na spoju cilindra i sfere naprezanje u meridijalnom smjeru doseže vrijednost od 370 N/mm^2 , a na samim ljuskama cilindra i sfere koji nisu u području lokalnog savijanja vlada membransko stanje naprezanja izračunato u analitičkom dijelu.



Slika 29. Raspodjela meridijalnog naprezanja

Naprezanje u radijalnom smjeru prikazano je na [Slika 30.] maksimalno je na spoju cilindra i sfere u iznosu od $\sigma_r = 603,3 \text{ N/mm}^2$, u području izvan djelovanja lokalnog savijanja vlada membransko stanje naprezanja u iznosima od 585 N/mm^2 i $292,5 \text{ N/mm}^2$.



Slika 30. Raspodjela cirkularnog naprezanja

Iz dobivenih rezultata može se uočiti podudaranje rezultata s analitičkim proračunom, koje ćemo naknadno grafički prikazati i objasniti.

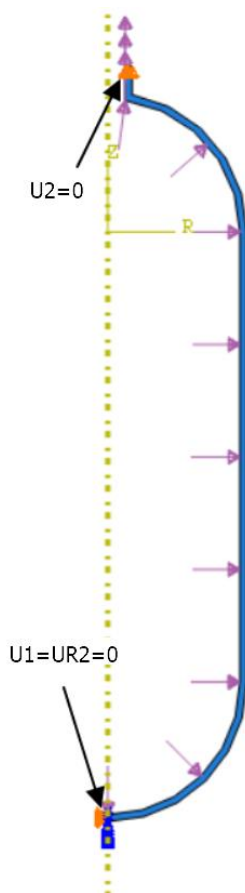
4.2. Osnosimetrični model

Osnosimetrični način modeliranja koristimo kod konstrukcija čija se geometrijska simetrija i simetrija opterećenja može koristiti u svrhu ubrzanja i pojednostavljenja analize. Način stvaranja skice unutar programa jednak je onom u trodimenzionalnom modelu, osim toga što na završetku skica ostane u 2D obliku. Rubni uvjeti su nam isti, uvjet simetrije i uvjet sprječavanja pomaka vrha spremnika u radijalnom smjeru, ali je izvedba drugačija prikazana na [Slika 31.].

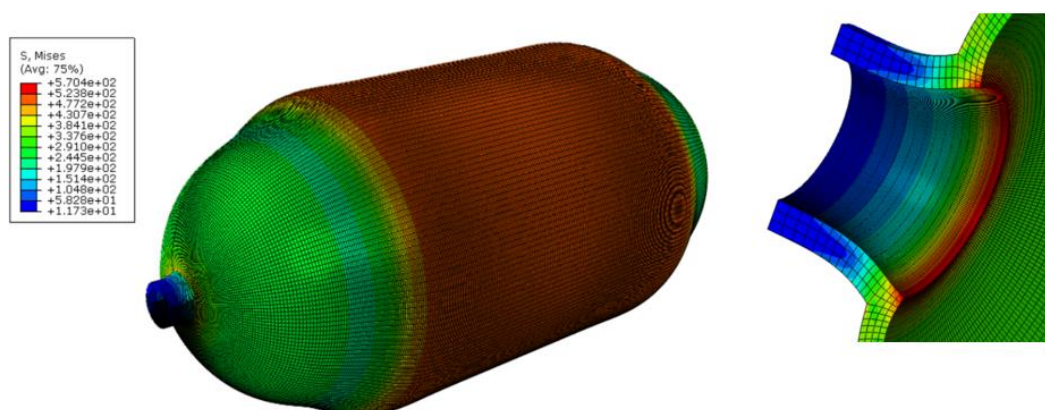
Kod promreživanja osnosimetričnog modela koristimo najmanji broj elemenata, budući da je potrebno najmanju površinu promrežiti, prema tome, koristimo 1016 četverokutnih konačnih elemenata drugog reda tipa CAX8R. Zbog nejasnoće slike, nema ju smisla stavljati.

Prikazani rezultati su na slikama. Za vjerniji prikaz naprezanja i pomaka koristi se značajka *Sweep* kao prikaz osnosimetričnog modela u 3D obliku.

Vidimo da je maksimalno ekvivalentno naprezanje osnosimetričnog modela prikazanog na [Slika 32.] na istom mjestu kao i kod 3D-shell modela uz manje odstupanje samog naprezanja.

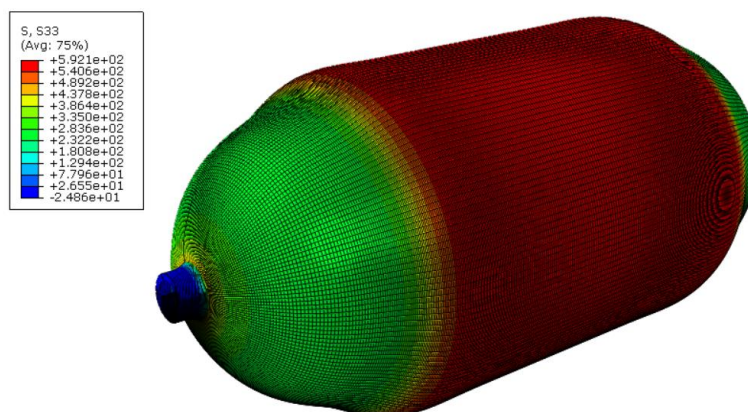


Slika 31. Opterećenje i rubni uvjeti osnosimetričnog modela



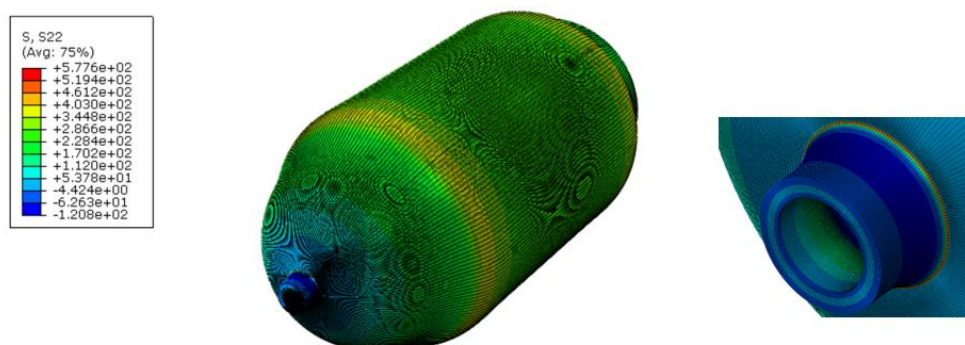
Slika 32. Raspodjela naprezanja prema von Misesu

Na [Slika 33.] prikazano je naprezanje u cirkularnom smjeru osnosimetričnog modela, vrijednosti su bliske 3D-shell modelu.



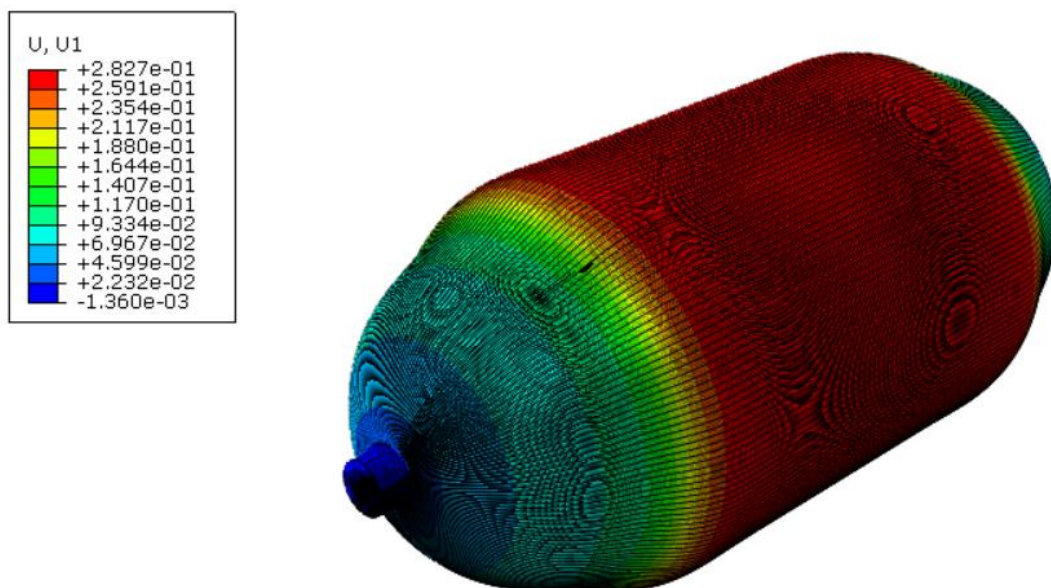
Slika 33. Raspodjela cirkularnog naprezanja

Naprezanja u meridijalnom smjeru prikazana su na [Slika 34.]. Na detalju je izdvojeno maksimalno naprezanje koje se javlja na spoju sfere s grlom spremnika.



Slika 34. Raspodjela meridijalnog naprezanja

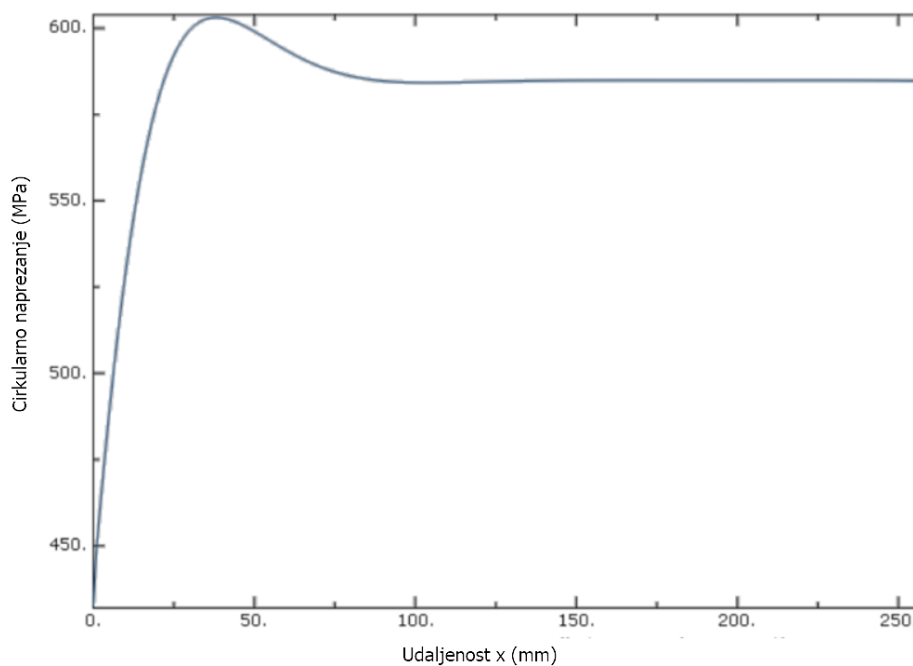
Pomak u radijalnom smjeru prikazan je na [Slika 35.]. Najveći pomak u radijalnom smjeru je na mjestu spoja sfere i cilindra, i udaljavanjem teži u membranski pomak.



Slika 35. Raspodjela radijalnog pomaka

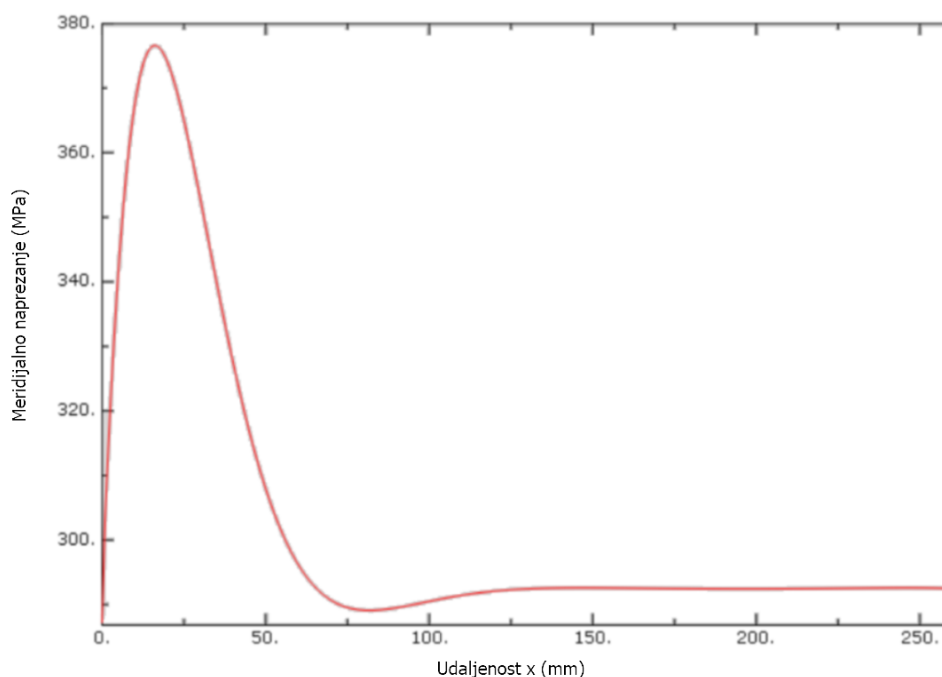
4.3. Prikaz raspodjele naprezanja i pomaka duž izvodnica ljosaka

Raspodjela cirkularnog naprezanja desne cilindrične ljoske [Slika 36.]



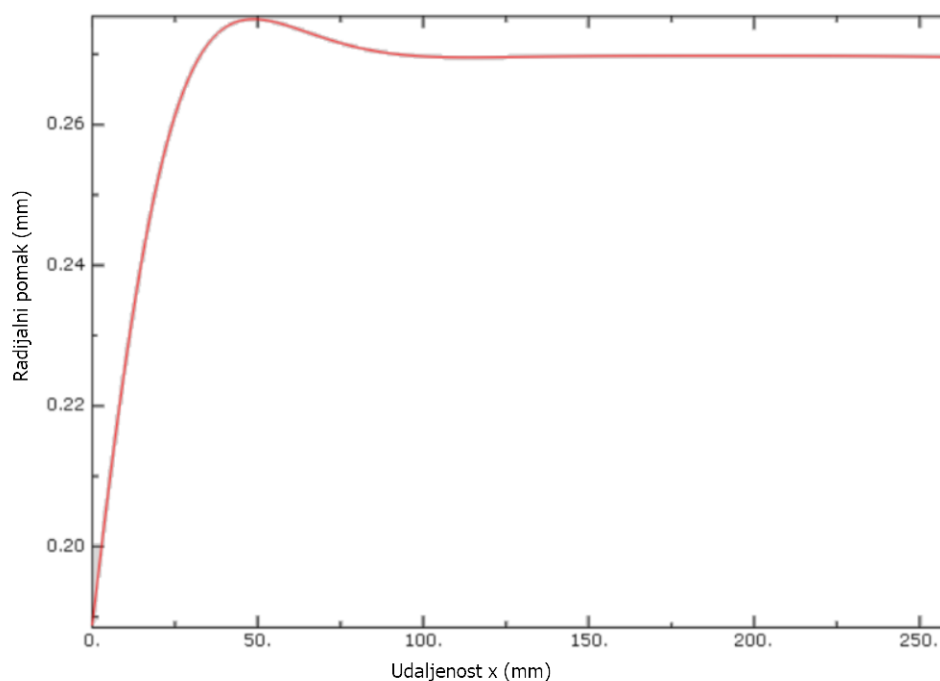
Slika 36. Raspodjela naprezanja

Raspodjela meridijalnog naprezanja duž izvodnice desne strane cilindra prikazana je na [Slika 37.]



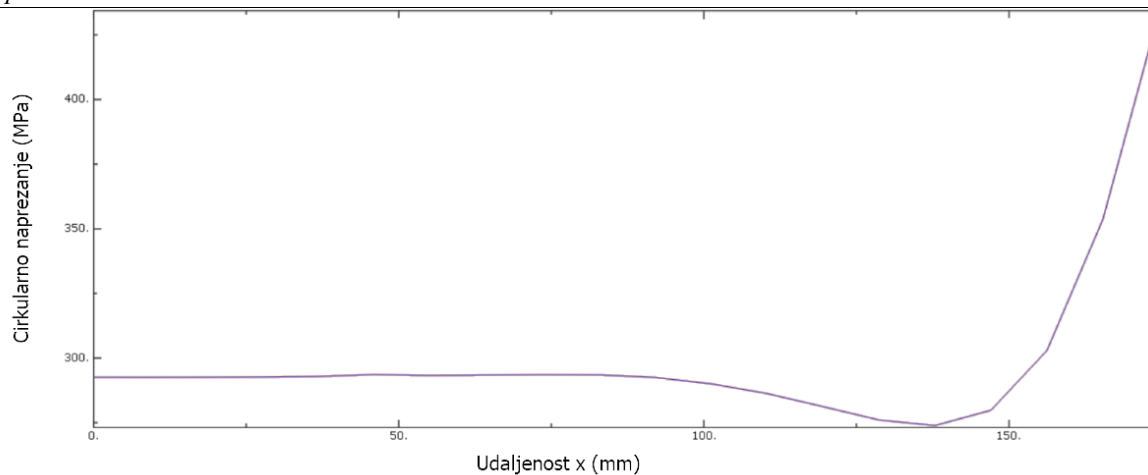
Slika 37. Raspodjela meridijalnog naprezanja

Raspodjela radijalnog pomaka duž izvodnice desne strane cilindra prikazana je na [Slika 38.]



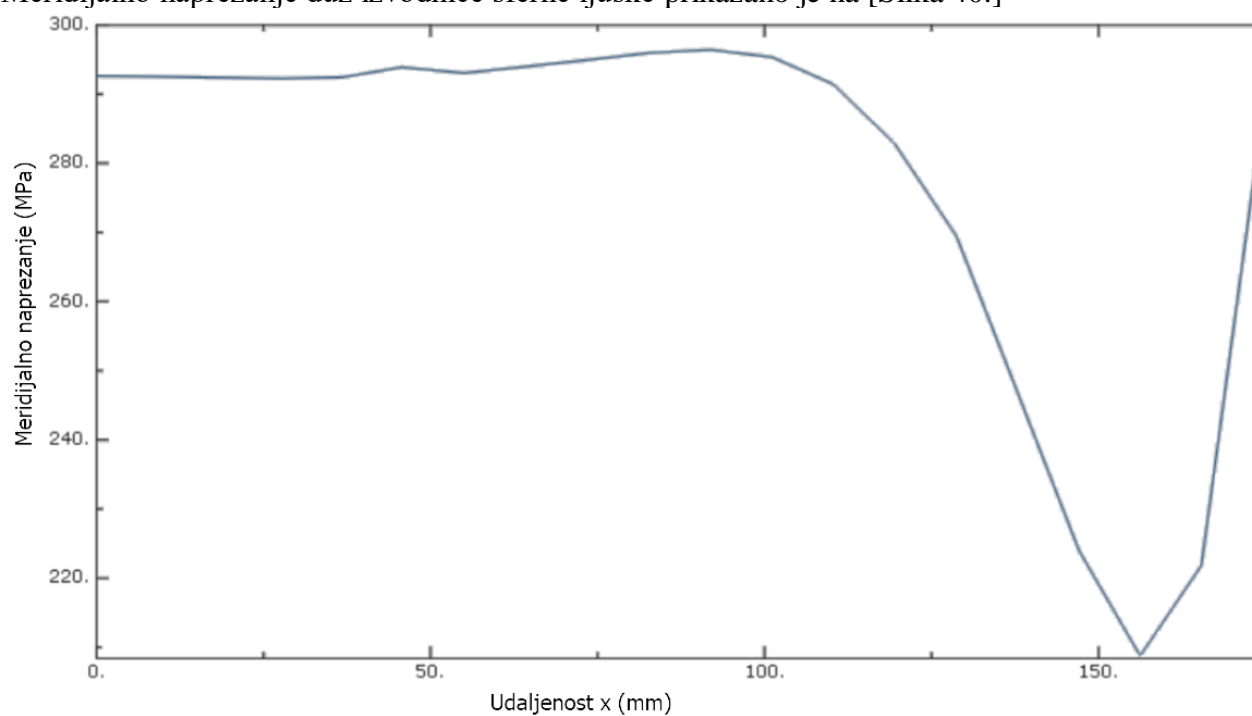
Slika 38. Raspodjela pomaka

Cirkularno naprezanje duž izvodnice sferne ljuske prikazano je na [Slika 39.]



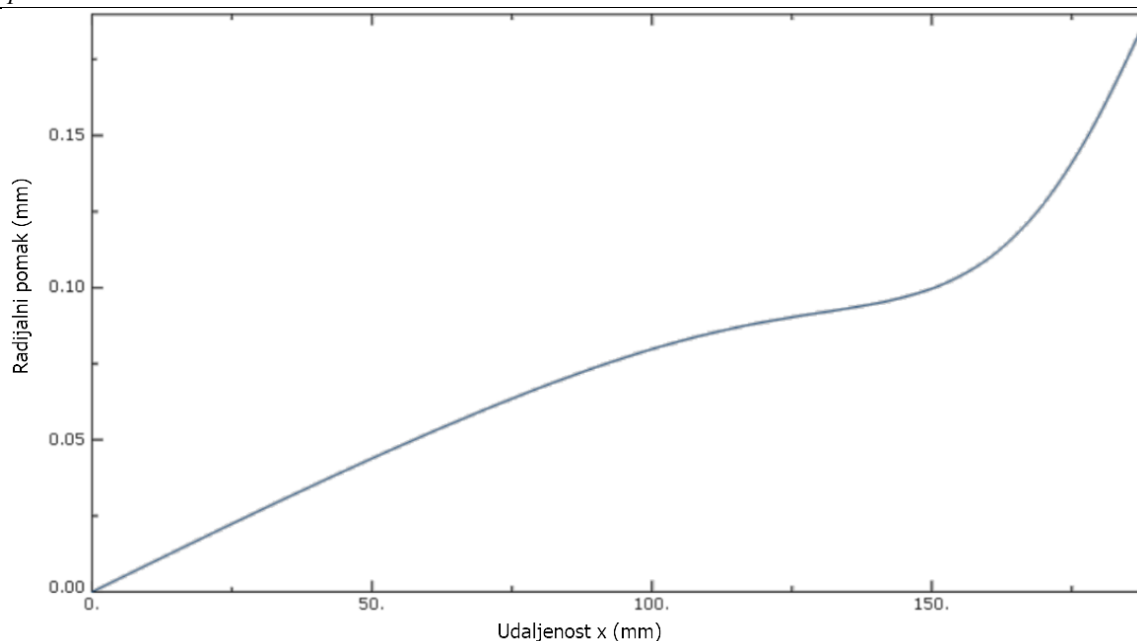
Slika 39. Raspodjela cirkularnog naprezanja

Meridijalno naprezanje duž izvodnice sferne ljuske prikazano je na [Slika 40.]



Slika 40. Raspodjela meridijalnog naprezanja

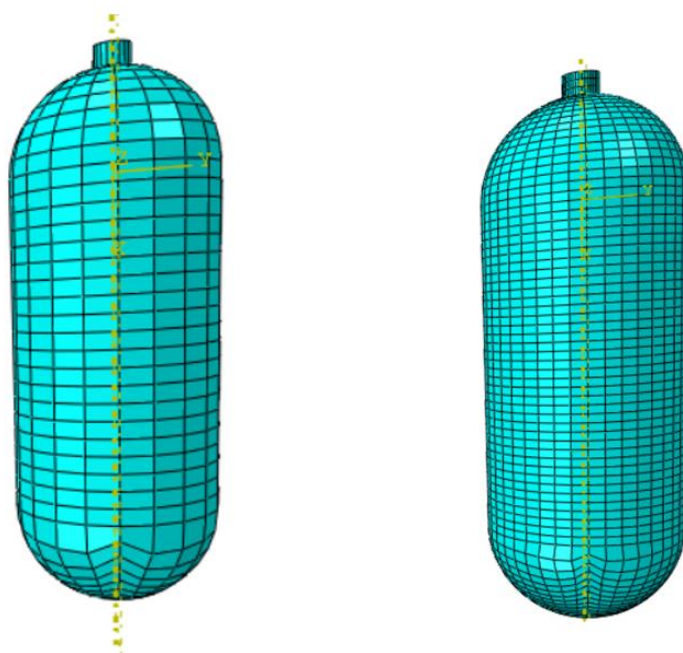
Radijalni pomak duž izvodnice sferne ljuske prikazan je na [Slika 41.]



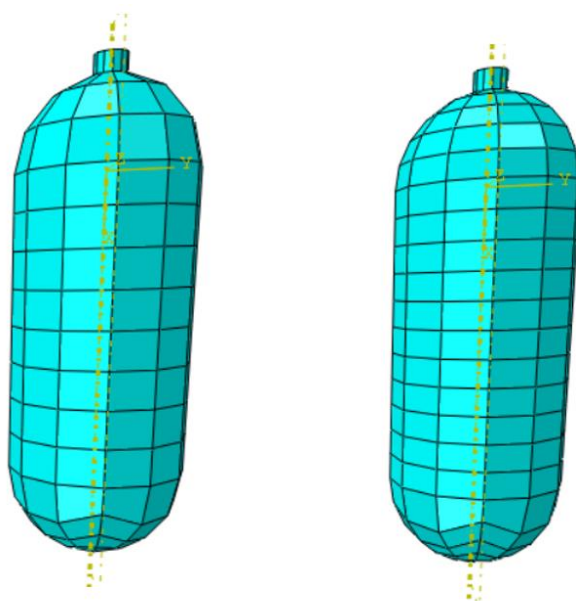
Slika 41. Raspodjela radijalnog pomaka

4.4. Konvergencija u ovisnosti o promreženosti modela i vrsti korištenih elemenata

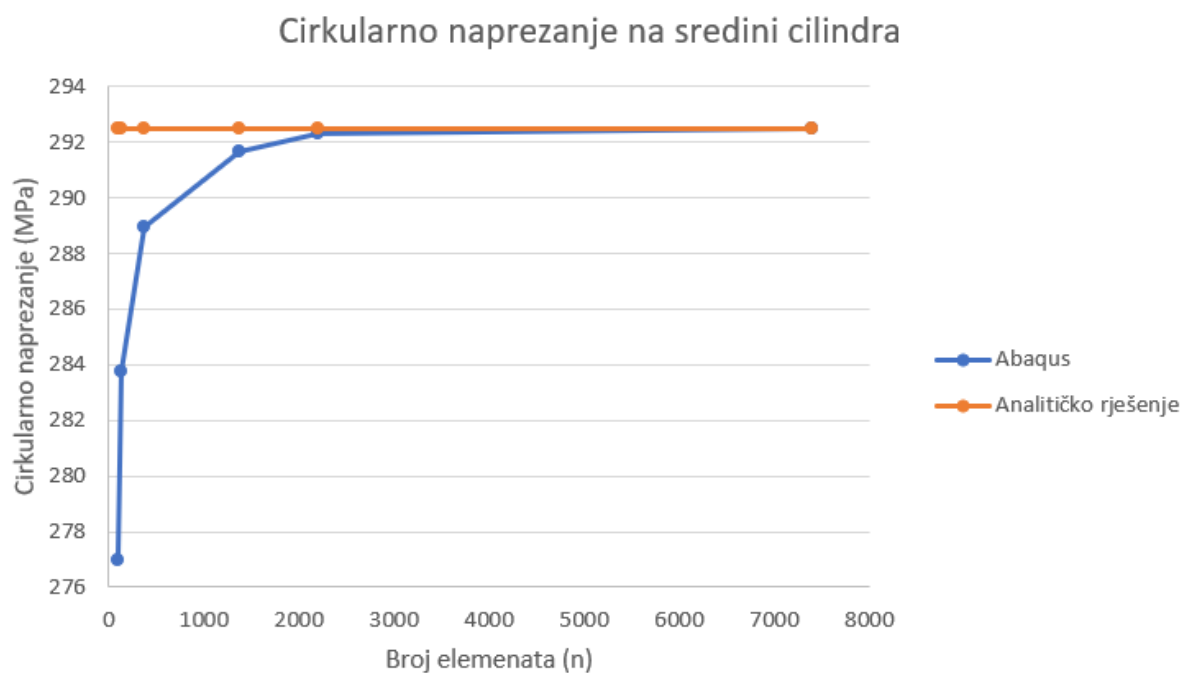
Na [Slika 42.] i [Slika 43.] prikazane su mreže s različitom gustoćim četverokutnih ljuskastih elemenata drugog reda S8R. Na [Slika 44.] je prikazana konvergencija četverokutnih elemenata k cirkularnom naprezanju na sredini cilindra. Iz dijagrama je uočljivo da elementi drugog reda S8R konvergiraju monotono, te pokazuje brzu i točnu konvergenciju, na oko 1470 elemenata dobivamo rješenje približno isto analitičkom.



Slika 42. mreža konačnih elemenata lijevo (282) desno (372)

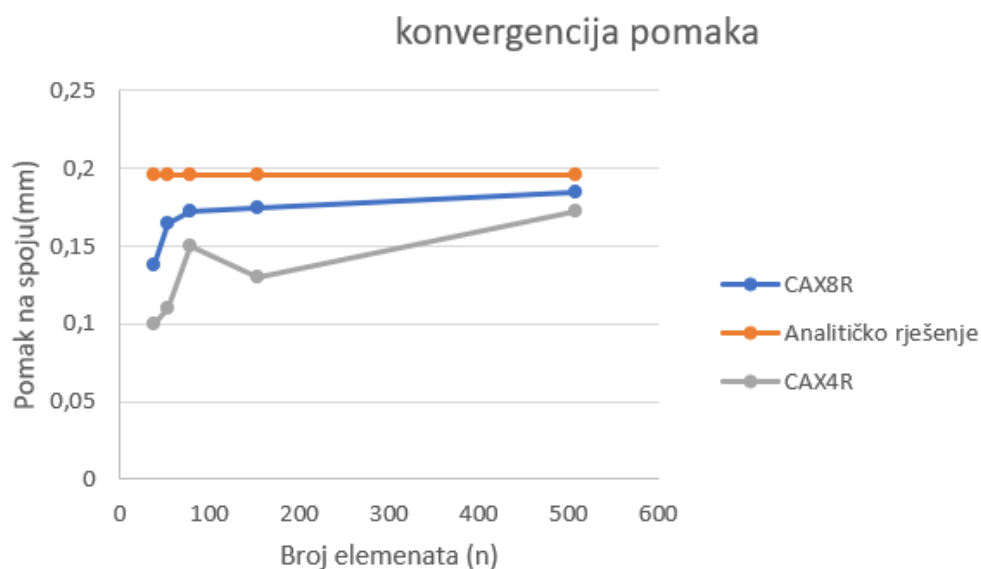


Slika 43. Mreža konačnih elemenata lijevo (94) desno (130)



Slika 44. Konvergencija naprezanja na sredini cilindra

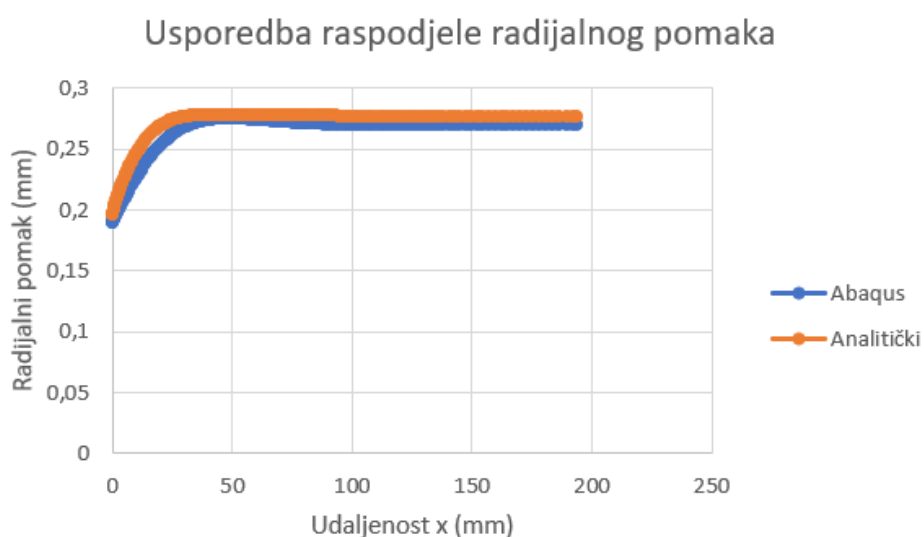
Na [Slika 45.] prikazana je konvergencija osnosimetričnih elemenata k pomaku na spoju cilindra i ljuske. Iz dijagrama je uočljivo da osnosimetrični elementi prvog reda CAX4R ne konvergiraju monotono, dok elementi drugog reda CAX8R konvergiraju monotono te pri malom broju korištenih konačnih elemenata daje rješenje s prihvatljivim odstupanjem od analitičkog rješenja.



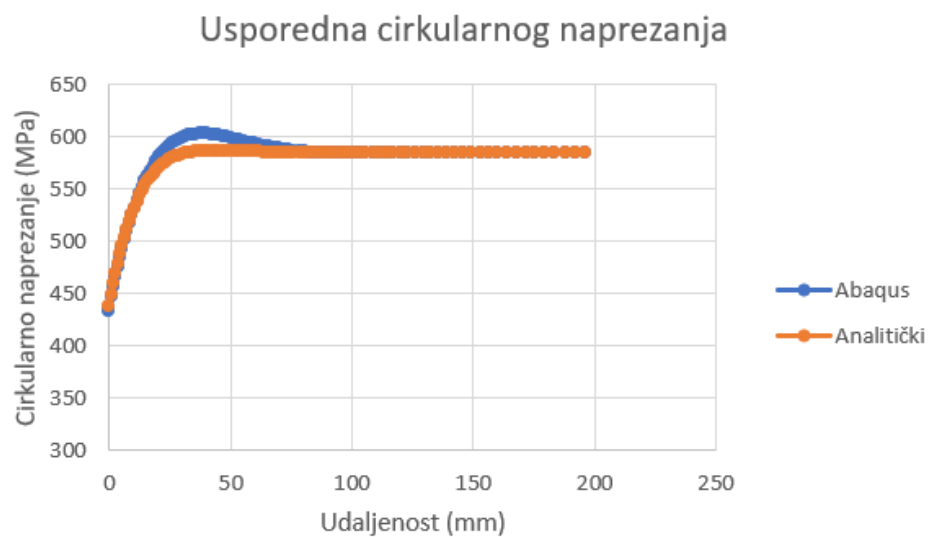
Slika 45. Konvergencija pomaka osnosimetričnih elemenata

4.5. Usporedba raspodjele naprezanja i pomaka

Na [Slika 46.] prikazane su raspodjele radijalnog pomaka (korištenjem osnosimetričnih elemenata drugog reda) po duljini cilindra u usporedbi s analitičkim rješenjem. Isto tako na [Slika 47.] prikazana je raspodjela cirkularnog naprezanja (korištenjem četverokutnih elemenata prvog reda S4R) po duljini cilindrične ljuske u usporedbi s analitičkim rješenjem



Slika 46. Usporedba raspodjele radijalnog pomaka



Slika 47. Usporedba cirkularnog naprezanja

ZAKLJUČAK

U radu je proveden proračun čvrstoće CNG spremnika na analitički i numerički način. Proračuni naprezanja i deformacija provedeni su za zadanu konstrukciju. Numerički proračun proveden je metodom konačnih elemenata korištenjem programskog paketa *Abaqus*.

Proračun samog spremnika na oba načina je ujedno i verifikacijska analiza kojom se dolazi do zaključka da se rezultati razmatranog dijela spremnika poklapaju te da korištenjem elemenata iste geometrije, bržu konvergenciju i točnije rezultate pokazuju elementi drugog reda. Rezultati analitičkog proračuna uzimali su u obzir spojeve cilindričnih i sfernih ljusaka dok spoj grla spremnika sa sferom nije uzet u obzir. Analitičkim rješenjem došli smo do kritičnog mjesta na spremniku koji se nalazi u zoni lokalnog savijanja, odnosno na spoju ljusaka sfere i cilindra. U numeričkoj analizi na mjestima gdje je očekivano maksimalno naprezanje promrežena je finija mreža konačnih elemenata, posebno na mjestu spoja grla spremnika sa sferom. Rezultati numeričke analize pokazali su da je najveće ekvivalentno naprezanje upravo u području spoja grla spremnika i cilindra. Na analitički razmatranom spoju sfere i cilindra, numerička analiza daje prihvatljive rezultate ekvivalentnog naprezanja u odstupanju od 10 MPa, odnosno 1,92%. Bitno za primjetiti je kako je maksimalno ekvivalentno naprezanje blizu granice tečenja odabranog materijala, što znači da ovakva geometrija i materijal nisu najpogodniji za rad pri uvjetima opterećenja od 30 MPa, s obzirom da se koriste u automobilske industriji gdje je sigurnost veoma bitna.

Razlog tome je što sami spoj geometrije spremnika i materijala nije realan, već je smišljen kao model jednostavnije geometrije i kao spoj kritičnih dimenzija i jednog od najčešćih materijala korištenih u industriji. U stvarnosti su CNG spremnici deblji, od čvršćih materijala i kompliciranije geometrije. Vrlo rijetko se koristi TIP1 spremnika koji je od čelika povišene čvrstoće, već se koriste spremnici ojačani kompozitnim materijalima čija je granica razvlačenja puno više od one čelika. Korištenjem spremnika tipa 1 bi za povećanje sigurnosti bilo potrebno podebljati stjenku ili koristiti bolji materijal. Oba rješenja imaju prednosti i nedostatke, povećanjem stjenke povećavamo masu samog spremnika, a jedan od najvažnijih zahtjeva na konstrukcije koje se koriste u automobilske industriji je mala masa. Korištenjem materijala boljih mehaničkih svojstava uštedjeli bi na masi, ali naravno podigli cijenu samog spremnika, zbog čega je naravno najbolje kompenzirati ova dva rješenja i pronaći optimalan omjer materijala i debljine spremnika.

LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Alfrević, I.: Linearna analiza konstrukcija. Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, 2011.
- [3] Sorić, J.: Metoda konačnih elemenata, Golden-marketing, Tehnička knjiga, Zagreb, 2004.
- [4] ABAQUS, Abaqus documentation: Version 6.14 2014, Dassault system,
<https://www.sharcnet.ca/Software/Abaqus610/Documentation/docs/v6.10/books/usb/default.htm?startat=pt06ch26s06alm16.html>
- [5] <http://www.pressedsteel.com/>
- [6] <http://fc.civil.tamu.edu/projects/designprojects/tank.pdf>
- [7] <https://www.bus.man.eu>
- [8] <https://www.cngunited.com/>
- [9] <http://www.buycylinder.com>
- [10] <http://fc.civil.tamu.edu/projects/designprojects/tank.pdf>
- [11] Skozrit, I.: Podloge za vježbe Uvoda u čvrstoću konstrukcija, Zagreb, 2004.

PRILOZI

I. CD-R disc